



Nostosiirtovaunun teräsrakenteen suunnittelu

Alexi Kallio

OPINNÄYTETYÖ
Toukokuu 2020

Ajoneuvotekniikan koulutus
Ajoneuvo- ja työkonetekniikka

TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Ajoneuvotekniikan koulutus
Ajoneuvo- ja työkonetekniikka

KALLIO, ALEKSI:

Nostosiirtovaunun teräsrakenteen suunnittelu

Opinnäytetyö 71 sivua, joista liitteitä 15 sivua
Toukokuu 2020

Opinnäytetyössä suunniteltiin nostosiirtovaunun kuormaa kantava teräsrakenne. Suunnittelutyö toteutettiin teknisen suunnittelun toimistolle Saofin Oy:lle. Tarve uudelle nostosiirtovaunulle syntyi Saofin Oy:n asiakkalla, Jawiko Oy:ssa, jossa nykyinen nostosiirtovaunu ei täyttänyt enää yrityksen tarpeita. Uuden nostosiirtovaunun suunnittelukriteereinä olivat suurempi nostokapasiteetti ja pituus.

Työssä perehdyttiin teräsrakenteen suunnittelua koskeviin käytäntöihin, kuten rakenteen valmistettavuuteen, toleransseihin ja rakennetta koskeviin standardeihin. Työn pääpainona oli rakenteen lujuuslaskenta. Laskennan aluksi käytiin läpi runkopalkkien mitoitus ja nostokapasiteettikuvaajan piirtäminen. Telirakenteen lujuuslaskenta tehtiin FE-analyysin avulla. Telirakenteen kriittisille kohdille tehtiin väsymistarkastelu käyttäen väsymisrajaan ja hot spot -menetelmään perustuvia laskentatapoja.

Työn tuloksena suunniteltiin nostosiirtovaunun teräsrakenteen runkopalkit ja telirakenne. Rakenteen kestävyys on varmistettu lujuuslaskennan ja väsymistarkastelun avulla. Runkopalkkien mitoitusta varten toteutettiin laskentapohja, jonka avulla runkopalkit voidaan mitoittaa eri kantokyvyille ja pituuksille. Nostosiirtovaunun dokumentointi toteutettiin nostokapasiteettikuvaajaa ja osien teknisissä piirustuksissa myöden valmiiksi. Nostosiirtovaunuprojekti jatkuu vaunun valmistuksella Jawiko Oy:ssa.

Asiasanat: nostosiirtovaunu, teräsrakenne, lujuuslaskenta, väsymistarkastelu

ABSTRACT

Tampere University of Applied Sciences
Degree Programme in Vehicle Engineering
Industrial Vehicle Engineering

KALLIO, ALEKSI:
Designing a Steel Structure for a Roll Trailer

Bachelor's thesis 71 pages, appendices 15 pages
May 2020

The object of this thesis was to design a roll trailer's load bearing steel structure. This thesis was made for a technical engineering company, Saofin Oy. The need for a new roll trailer came from Jawiko Oy, a customer company of Saofin Oy. Their current roll trailer had grown inadequate for the company's growing needs in lifting capacity. The design criteria for the new roll trailer was to increase lifting capacity and allow longer loads.

This thesis covers the complete design process of the steel structure. The covered topics are manufacturability of welded structures, tolerances and the standards used in the design. The focus of this thesis was the steel structure's strength analysis. The strength analysis was made for the steel structures beam frame and a lifting capacity graph was drawn. FE-analysis was used for the bogies welded steel structure's strength analysis. A fatigue analysis was performed for the critical features of the bogies welded steel structure. Fatigue limit and hot spot -based analysis methods were used.

The set design criteria were successfully accomplished for the roll trailers steel structure. The beam frame and bogies welded steel structures were designed according to the customer's needs. Strength and fatigue analysis were performed to ensure the integrity and safety of the roll trailer. A calculation sheet was completed for the easy analysis of the beam frame. The frames main beams can be easily dimensioned for different load capacities and lengths with the calculation sheet. Technical drawings and a lift capacity graph were drawn to complete the design process. The projects development continues with building the roll trailer at Jawiko Oy.

Key words: roll trailer, steel structure, strength of materials, fatigue analysis

SISÄLLYS

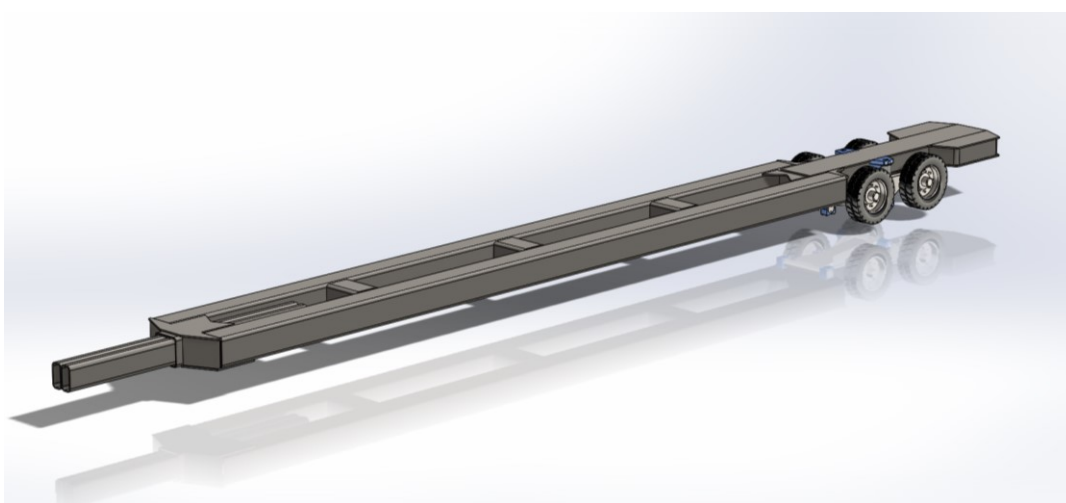
1	JOHDANTO	6
2	TYÖN LÄHTÖKOHDAT	8
3	RUNKOPALKKIEN MITOITUS	12
3.1	Ensimmäinen kuormitustapaus	14
3.2	Toinen kuormitustapaus	15
3.3	Kuormitustapausten vertailu	18
3.4	Rungon mitoitus	19
3.5	Nostokapasiteetti	19
4	TELIRAKENTEEN SUUNNITTELU	25
5	TELIRAKENTEEN STAATTINEN TARKASTELU	29
5.1	FE-analyysin valmistelu	29
5.2	Verkotus	31
5.3	Laskennan tulokset	33
5.4	Kehitysversioiden FE-analyysi	35
6	TELIRAKENTEEN VÄSYMISTARKASTELU	38
6.1	Rungon vaakalevy	40
6.2	Rungon pienahitsit	42
6.3	Pohjalevyn hitsausseura	47
7	YHTEENVETO	53
	LÄHTEET	55
	LIITTEET	57
	Liite 1. Runkopalkkien laskentapohja	57
	Liite 2. Väsymistarkastelu	69

ERITYISSANASTO

Nostosiirtovaunu	Suurten kappaleiden siirtoon käytetty vaunu, joka kykenee siirtämään kuormia ilman nostureiden apua.
Materiaalin väsyminen	Rakenteen vaurioituminen pitkäaikaisen vaihtuvan jännityksen vaikutuksesta.
FEA	Finite Element Analysis eli äärellisten elementtien analyysi.

1 JOHDANTO

Opinnäytetyössä suunniteltiin nostosiirtovaunun (kuva 1) kuormaa kantava teräs rakenne, jolle tehtiin lujuuslaskenta ja väsymistarkastelu. Työssä käsitellään aluksi suunnittelun lähtökohtia ja teräsrakenteelle asetettuja vaatimuksia. Suunnitteluvaiheen ratkaisuja kuvaillaan ja perustellaan rakenteen eri iteraatioiden avulla. Lopulliselle teräsrakenteelle tehdään staattisen kestävyysvarmistava lujuuslaskenta käyttäen käsin laskentaa ja FE-analyysiä. Lopuksi teräsrakenteen kestävyys odotetulla eliniällä varmistetaan väsymistarkastelun avulla.



KUVA 1. Nostosiirtovaunun teräsrakenne ja nostoteli

Suunnittelutyö toteutettiin Saofin Oy:lle, joka on Urjalassa toimiva teknisen suunnittelun toimisto. Nostosiirtovaunun tuotannosta vastaa Urjalassa toimiva Jawiko Oy, joka valmistaa nostolaitteiden teräsosia. Mallintamisessa ja FE-analyysissä käytettiin Dassault Systèmesin Solidworks 2017 -ohjelmaa. Käsin laskennassa ja kuvaajien piirtämisessä käytettiin PTC:n Mathcad 15 -ohjelmaa. Nostosiirtovaunuun tullaan viittaamaan opinnäytetyössä myös vaununa.

Tarve uudelle nostosiirtovaunulle syntyi Jawiko Oy:ssä, kun yrityksen vanhan nostosiirtovaunun nosto-ominaisuudet eivät olleet enää riittävät pitkien teräspalkkien käsittelyyn. Rajoittavina tekijöinä vanhassa nostosiirtovaunussa olivat riittämätön nostokapasiteetti ja liian lyhyt maksimipituus kuormalle. Yrityksellä oli nostosiirtovaunun ominaisuuksien lisäksi laadullisia vaatimuksia uudelle vaunulle. Vanha nostosiirtovaunu oli rakennettu kokemuspohjaisesti, joten vaunun

teräsrakenteen kantavuutta ei ollut varmistettu laskennallisesti eikä valmistuksesta tehty tarpeellista dokumentointia. Uuden nostosiirtovaunun suunnittelijaksi valittiin suunnittelutoimisto Saofin Oy.

Nostosiirtovaunuja käytetään raskaan teollisuuden sisälogistisissa ratkaisussa, kuten satama-alueilla tai teräs- ja betonielementtivalmistajien varastoalueilla. Nostosiirtovaunut mahdollistavat suurten ja raskaiden kuormien tehokkaan siirtämisen trukin avulla. Nosto-operaatio on ergonominen ja vaivaton, kuljettajan ei tarvitse nousta trukista sitomaan kuormaa, eikä nostamiseen tarvita useampia työntekijöitä. Nostosiirtovaunulla nostetaan pääsääntöisesti kasetin tai pukien päälle lastattua kuormaa, kuten teräspalkkeja tai betonielementtejä. Esimerkiksi tamperelainen Movella Oy valmistaa trukkikäyttöisiä nostosiirtovaunuja, kuvassa (2) nostosiirtovaunulla siirretään pukeille kuormattua teräsrakennetta.



KUVA 2. Movella Oy:n trukkikäyttöinen nostosiirtovaunu (Cooper Handling 2020)

2 TYÖN LÄHTÖKOHDAT

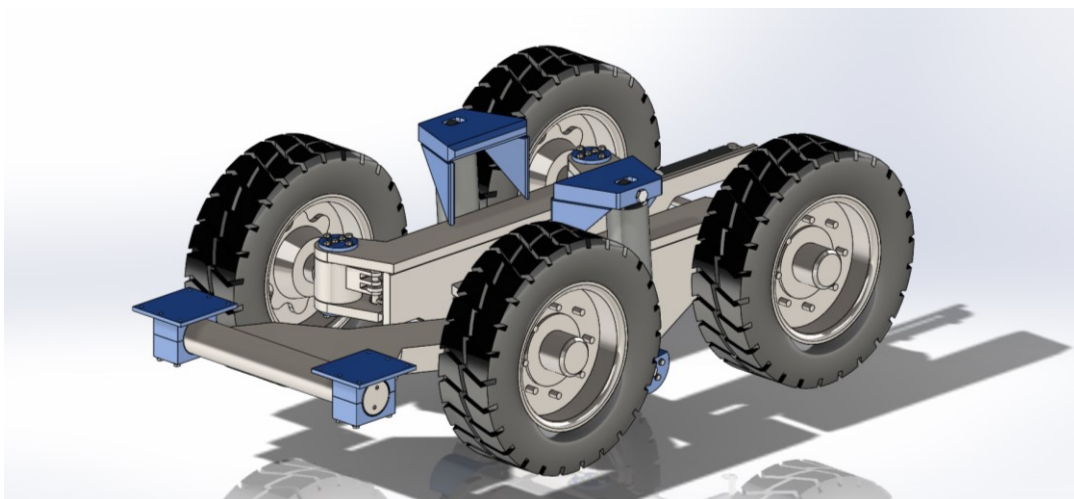
Teräsrakenteen suunnittelu aloitettiin muodostamalla yhteenveto kaikista nostosiirtovaunua koskevista vaatimuksista. Työ aloitettiin kartoittamalla markkinoilla olevia valmiita ratkaisuja, tutustumalla alaa koskeviin standardeihin ja tiedustelemalla tekniset vaatimukset asiakkaalta mahdollisimman laajasti. Teräsrakenteen tuli ennen kaikkea olla turvallinen ja vaadittavien standardien mukainen.

Nostosiirtovaunun tuli täyttää asetetut tavoitteet:

- 16 000 kg nostokyky
- 15 m pituus
- 1,2 m leveys
- Matala rakenne nostamisen helpottamiseksi
- Teräsrakenteen maksimitaipuma 50 mm

Suunnittelutyön alussa haluttiin varmistua, että nostosiirtovaunun täyttää sitä koskevat mahdolliset standardit. Näin voidaan taata koneen olevan teknisten määräysten ja lakien mukainen, sekä ennen kaikkea turvallinen käyttää. Kartoitusta lähdettiin käymään läpi nostovälineitä ja perävaunuja koskevista standardeista, joista ei kuitenkaan löydetty juuri nostosiirtovaunuja koskevia erityismääräyksiä. Vaikka juuri nostosiirtovaunuja koskevia standardeja ei löydetty, käytettiin koneturvallisuus (SFS-EN ISO 12100 2010) ja eurokoodi (SFS 1993-1-9 2008) standardeja suunnittelutyön perustana.

Taustatietoa uuden nostosiirtovaunun kehityksestä oli julkaistu opinnäytetöiden muodossa: Ville Järvensivun (2017) Lauttavaunun akseliston suunnittelu ja Petteri Toivosen (2019) Olka-akselien suunnittelu nostosiirtovaunuun. Aikaisemmissa opinnäytetöissä perehdyttiin vaunun nostotelin suunnitteluun ja vaunun kantavan teräsrakenteen suunnittelu oli rajattu pois. Valmiiksi suunniteltu nostoteli (kuva 3) määritteli telin kohdalla teräsrakenteen nostokapasiteetin ja ulkoiset mitat. Telin kohdalla olevan teräsrakenteen tuli sallia nostosylintereiden ja kei-
nuvivun kiinnitys rakenteeseen sekä pyörien riittävä kääntökulma kaikissa ajokorkeuksissa.

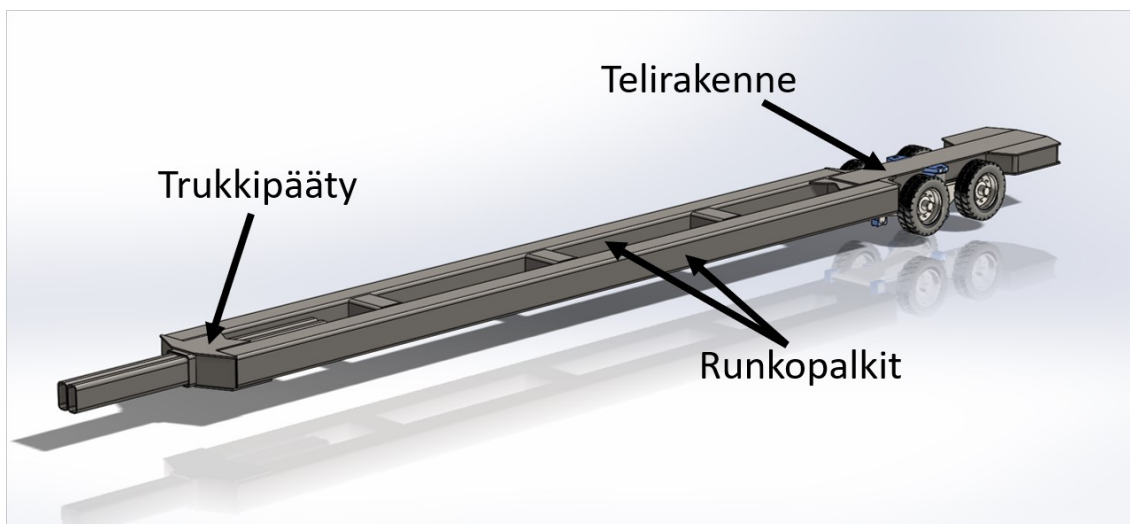


KUVA 3. Vaunun nostoteli renkailla

Oli tärkeää tietää vaunun tuotannosta vastaavan Jawiko Oy:n toiveet materiaali-
valinnoissa heti suunnittelun alkuvaiheessa. Runkoprofiilin ja levyrakenteiden
ainevahvuuden valinnoissa tuli ottaa huomioon käytettävissä olevien tavaratoi-
mittajien valikoima. Levyrakenteen materiaali-
valinnoissa pyrittiin käyttämään
saman paksuista levyä koko rakenteessa, joka helpottaa materiaalin hankintaa
ja varastointia. Pitkistä runkoprofiileista pyrittiin hyödyntämään koko profiilin
mitta hukkamateriaalin välttämiseksi. Rakenteen optimoinnilla vältetään hukka-
materiaalilta ja vaunujen tuotanto voidaan pitää yksinkertaisena, joka helpottaa
valmistettavuutta.

Rakenteesta tuli toteuttaa tekniset piirustukset täydellistä dokumentointia ja val-
mistusta varten. Nostokapasiteettikuvaaja tuli tehdä vaunun loppukäyttäjää var-
ten, jotta rakenteen suunniteltua nostokykyä ei ylitettäisi ja kuorman sijoittelu
voitaisiin optimoida. Kuvaajasta tuli nähdä vaunun rakenteen ja nostosylinterien
sallima maksiminostokapasiteetti eri pituisilla kuormilla.

Opinnäytetyön aiheena oli aluksi koko teräsrakenteen suunnittelu. Työn etene-
misen myötä alue päätettiin rajata telirakenteen sekä runkopalkkien suunnitte-
luun. Opinnäytetyötä varten suunniteltiin lähes valmis toteutusratkaisu myös
trukkipäädylle, mutta se rajattiin pois kokonaisuuden selkeyttämiseksi. Kuvassa
(4) nähdään teräsrakenteen eri kohdealueet.



KUVA 4. Teräsrakenteen yksityiskohtien erittely

Teräsrakenteen materiaaliksi valittiin S355J2H-rakenneteräs. Nimessä merkintä S osoittaa kyseessä olevan rakenneteräs. Luku 355 ilmaisee seoksen vähimmäismäisyytölujuuden ohuimman paksuusalueen mukaan. Merkintä J2 kertoo iskutheyden iskuenergian Jouleina tietyssä lämpötilassa, tässä tapauksessa 27 J -20 °C lämpötilassa. Lopuksi ilmoitetaan seoksen muut ominaisuudet, tässä tapauksessa H, joka tarkoittaa seoksen soveltuvan korkeaan käyttölämpötilaan. (SFS-EN 10027-1 2016, 7.)

Tavaratoimittajaksi voitaisiin valita esimerkiksi SSAB, jonka kylmämuokattu ja alumiini tiivistetty Domex Tube 355J2H täyttää tai ylittää SFS-EN 10219 (2006) -standardin. Materiaalin iskutheyks on testattu -40 °C lämpötilassa, ylittäen SFS-EN 10027 (2016) -standardin mukaisen J2-merkinnän. Materiaalin ilmoitettu murtolujuus on (470 – 630) MPa. Materiaalilla on hyvät hitsausominaisuudet, jotka sallivat Eurokoodi 3 -standardin (SFS-EN 1993-1-8 2005) mukaisen rajoittamattoman hitsauksen reuna-alueilla. (SSAB 2020.)

Teräsrakenteen staattisen kuormituksen maksimijännityksen varmuusluvaksi valittiin kaksinkertaiseksi suhteessa materiaalin myötölujuuteen $R_e = 355$ MPa. Rakenteen sallittu maksimijännitys tulee siis olla alle 175 MPa. Laskentaa varten vertailujännitystä alennettiin vielä hieman 150 MPa asti, jolla saavutettiin 2,3 varmuuskerroin. Materiaalin ominaisuudet kerättiin taulukkoon (1).

TAULUKKO 1. SSAB S355J2H -materiaalin tiedot

Suure	Tunnus	Arvo	Yksikkö
Myötölujuus	R_e	355	MPa
Murtolujuus	R_m	470-630	MPa
Jännityksen vertailuarvo	σ_{sall}	150	MPa
Iskusitkeys	KV	27 @ -40 °C	J

3 RUNKOPALKKIEN MITOITUS

Suunnittelun alkuvaiheessa runko-osan rakenteelle esitettiin kaksi toteutusvaihtoehtoa: putkiprofiileista koostuva tai kotelomainen levyistä hitsattu rakenne. Molemmista ratkaisuista laadittiin karkeat kehitysversiot ja niitä vertailtiin keskenään. Vertailussa pohdittiin materiaalin saatavuutta, varastoinnin tehokkuutta, materiaalihukkaa ja valmistettavuutta. Kustannusarvioinnissa otettiin huomioon materiaalin ostohinta ja valmistamiseen kuluvat kustannukset. Työn kustannuksissa huomioitiin rakenteen ensisijaisen valmistajan, Jawiko Oy:n, konekanta ja valmistusmahdollisuudet. Valmistuksen kustannuksia arvioitaessa huomioitiin ostettavan terästävän työstövaatimukset, kuten kappaleiden leikkaamisen, hitsaamisen ja pintakäsittelyn tarpeet.

Kehitysehdotuksien vertailu aloitettiin kotelomaisesta levyrakenteesta. Suunnitteluvapauden kannalta kotelomainen levyrakenne oli joustavampi ratkaisu, sillä sen avulla voitiin valita rungon poikkileikkaus, ainevahvuus, mitat ja muotoilu vapaammin. Levyjä voidaan taivuttaa, leikata ja hitsata kasaan useammilla eri tavoilla, kuin putkiprofiileita. Hyvien muokkausmahdollisuuksien avulla kotelorakennetta voitaisiin optimoida paremmin. Hitsatun levyrakenteen haittapuolena oli erittäin pitkien hitsausaumojen tarve, 15 metrin pituinen runkorakenne olisi vaatinut satoja metrejä hitsausaumaa. Suurten hitsauskustannusten vuoksi rakenne hylättiin. Lisäksi rakenteen yksinkertaisten vaatimusten vuoksi monimutkaiselle rakenteelle ei ollut tarvetta vaunun runko-osassa.

Putkiprofiileista koostuva runkorakenne oli vertailun vaihtoehtoista kustannustehokkaampi. Tikapuurunko vaatii hitsausaumaa ainoastaan poikittaisten vahvikepalkkien ja rungon alku- ja loppupäätyjen kohdalle. Rungon rakennetta voidaan muokata helposti vaadittavaan kantavuusluokkaan muuttamalla putkiprofiilin seinämävahvuutta tai ulkomittoja. Tämä mahdollistaa eri kokoisten vaunujen helpomman suunnittelun tulevaisuudessa. Standardien mukaisille profiileille on myös helppo löytää useita valmiita laskennallisia arvoja ja kaavoja, joka helpottaa niiden mitoitusprosessia.

Putkiprofiilirungon alustavaksi rakenteeksi kaavailtiin tikapuurunkoa kahdella pitkittäisellä runkopalkilla, joiden väliin hitsattaisiin poikkittaisia tukipalkkeja. Lopullinen rakenne ja pitkittäisten palkkien määrä selvisi vasta alustavan lujuuslaskennan jälkeen. Laskennan jälkeen rakenteen todettiin olevan sopiva, sillä tavaratoimittajilla oli riittävän isoja putkipalkkeja runkorakenteeseen. Mitoitusta varten tehtiin palkkilaskelmapohja, jonka avulla voidaan helposti mitoittaa eri pituisia ja kantokykyisiä runkopalkkeja nostosiirtovaunuihin. Lähtöarvoina mitoituspohjaan valittiin:

- Rakenteen nostokapasiteetti
- Nostotelin nostokapasiteetti
- Trukin nostokapasiteetti
- Materiaalin kimmomoduuli
- Palkin poikkileikkauksen korkeus
- Suurin sallittu jännitys
- Suurin sallittu taipuma
- Kokonaispituus
- Peräilytyksen pituus

Palkkien mitoituksessa tarkasteltiin suurinta sallittua siirtymää ja jännitystä, joista suurempaa neliömomenttia vaativaa arvoa käyttäen palkit mitoitettiin. Standardiprofiileille löytyy taulukoituja neliömomenttiarvoja tekniikan taulukkokirjoista, joten tarpeeksi suuren neliömomentin voi valita sopivista profiileista. Laskennassa asetettiin siis ehdoksi, että palkkeihin kohdistuva maksimijännitys ei saa ylittää haluttua vertailujännitystä $\sigma_{sall} = 150 \text{ MPa}$ tai suurinta sallittua siirtymää $f_m = 50 \text{ mm}$. Ehdon asettamisen jälkeen laskettiin, kuinka suuri neliömomentti rakenteelta vaaditaan, ettei kumpikaan asetetuista ehdoista ylity.

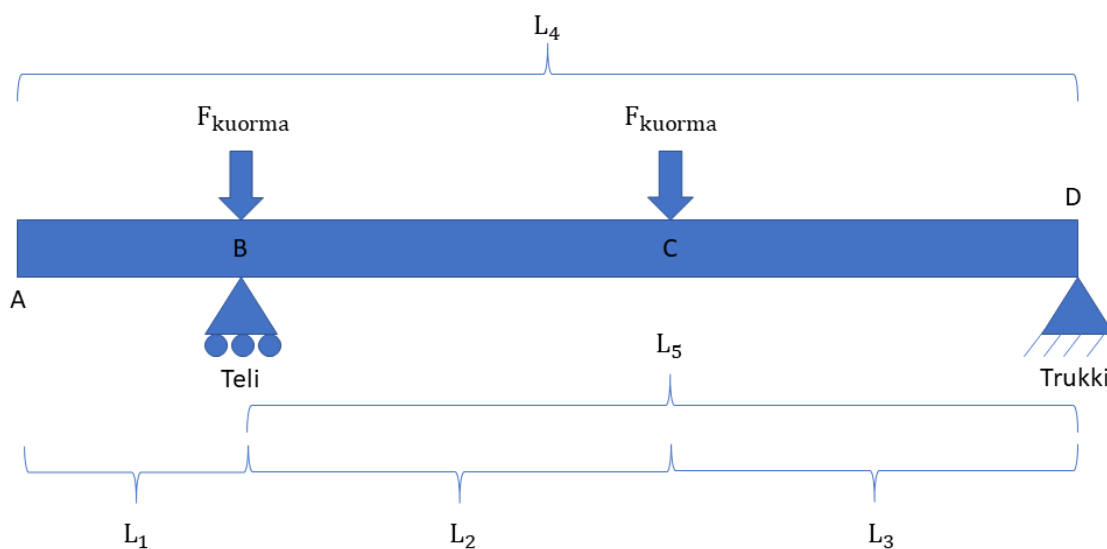
Laskennassa nostettavaksi kuormaksi oletettiin kahden pukin päällä lepäävä teräspalkki (kuva 5). Tässä kuormitustapauksessa kuorman massa jakautuu tasaisesti kahden nostopukin kautta teräsrakenteeseen. Kuorma voi olla myös epätaisisesti jakautuva tai useammasta tukipisteestä nostettava, mutta tällaisia nostotapauksia ei otettu laskennassa huomioon.



KUVA 5. Kahden nostopukin avulla nostettavia teräspalkkeja (Movella, 2020)

3.1 Ensimmäinen kuormitustapaus

Laskennassa tarkasteltiin kahta erilaista kuormitustapausta. Ensimmäisessä kuormitustapauksessa toinen nostopukki on sijoitettu nostotelin päälle pisteeseen B ja toinen nostopukki on sijoitettu nostotelin ja trukin puoliväliin pisteeseen C (kuvio 1).



KUVIO 1. Ensimmäinen kuormitustapaus

Ensimmäisen kuormitustapauksen laskennassa hyödynnettiin keskeltä kuormitetun, molemmista päistä tuetun palkin kaavoja. Nostotelin päällä olevan kuorman voima kohdistuu suoraan nostotelin tukivoimaan, joten se voidaan jättää laskennassa huomioimatta. Laskenta on nähtävissä liitteen 1 sivuilla 1 ja 2. Laskennan lähteenä on käytetty Tammertekniikan (2015) tekniikan kaavaston sivun 148 taulukon toisen kuormitustapauksen yhtälöitä. Kaavastossa tapaus on nimetty 2-nivel tukiseksi kannattimeksi, jossa pistekuorma keskellä.

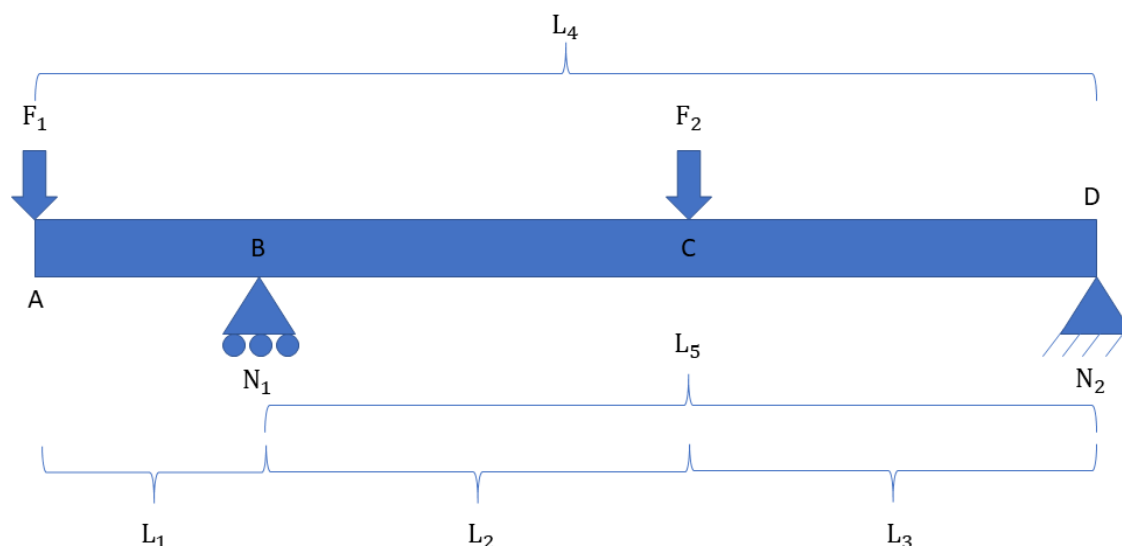
Laskenta aloitettiin selvittämällä kuorman massan kohdistama voima runkoon, jonka avulla voitiin laskea runkoon kohdistuva maksimitaivutusmomentti. Tämän jälkeen selvitettiin vaadittu neliömomentti, ettei runko taipuisi yli sallitun rajan. Lopuksi laskettiin vaadittu neliömomentti, ettei suurinta sallittua jännitystä ylitettäisi. Laskennan tuloksena saadut arvot koottiin taulukkoon (2).

TAULUKKO 2. Ensimmäisen kuormitustapauksen laskennan tulokset

Suure	Tunnus	Arvo	Yksikkö
Maksimi taivutusmomentti	M_{max}	254,973	kNm
Vaadittu neliömomentti maksimisiirtymän mukaan	$I_{1_{fm}}$	34199	cm ⁴
Vaadittu neliömomentti sallitun jännityksen mukaan	$I_{1_{\sigma}}$	29747	cm ⁴

3.2 Toinen kuormitustapaus

Toisessa kuormitustapauksessa toinen nostopukki on sijoitettu vaunun peräilytyksen ääripäähän pisteeseen A, toisen nostopukin ollen nostotelin ja trukin puolivälissä pisteessä C (kuvio 2).

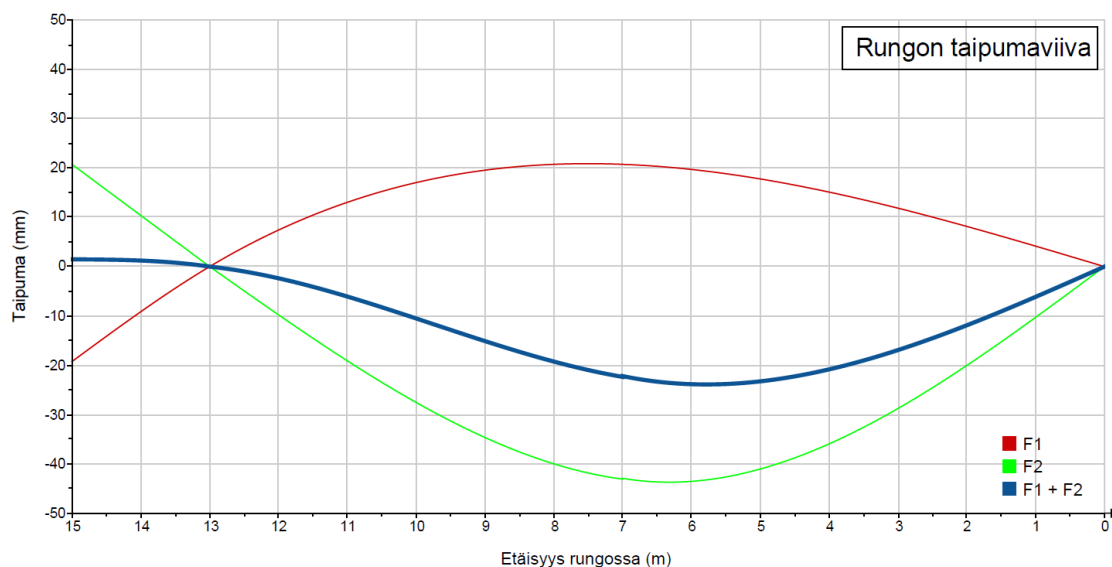


KUVIO 2. Toinen kuormitustapaus

Laskenta aloitettiin selvittämällä tukireaktiot N_1 ja N_2 , olettamalla leikkausvoima ja vääntömomentti nolaksi pisteessä A . Tämän jälkeen laskettiin leikkausvoimat ja taivutusmomentit erikseen rungon jokaiselle välille: $A-B$, $B-C$ ja $C-D$. Laskenta on nähtävissä liitteen 1 sivuilla 2 ja 3. Laskennan lähteenä on käytetty Tammer-tekniikan (2015) tekniikan kaavaston sivun 148 taulukon ensimmäisen ja toisen kuormitustapauksen yhtälöitä. Laskennassa väliä $A-B$ käsiteltiin ulokekannattimena ja väliä $B-D$ käsiteltiin 2-niveltukisena kannattimena.

Seuraavaksi laskettiin vaadittavat neliömomentit, jotta sallittua maksimi siirtymää tai jännitystä ei ylitettäisi. Tässä kuormitustapauksessa rajoittavana tekijänä oli asetettu suurin sallittu maksimijännitys. Aluksi tarkasteltiin voimien F_1 ja F_2 vaati-mia neliömomenteja erikseen, jonka jälkeen ne laskettiin yhteen yhteenlasku-pe-riaatteella. Laskenta nähtävissä liitteen 1 sivuilla 3 ja 4.

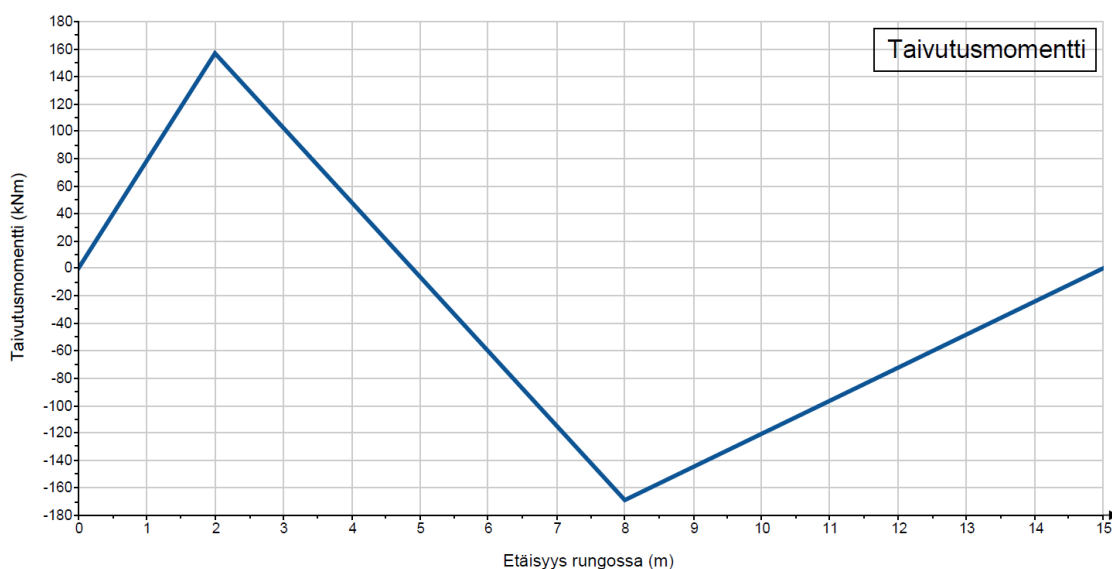
Rungon taipumaviivan laskenta aloitettiin laskemalla erikseen voimien F_1 ja F_2 aiheuttamat taipumat. Lähteenä laskennassa käytettiin Salmen ja Pajusen Lujuu-soppi-kirjan (2010) sivun 210 esimerkkiä 8.3.3. Laskettujen taipumaviivojen tu-lokset yhdistettiin, josta saatiin rungon taipumaviiva toisessa kuormitustapauk-sessa (kuvio 3).



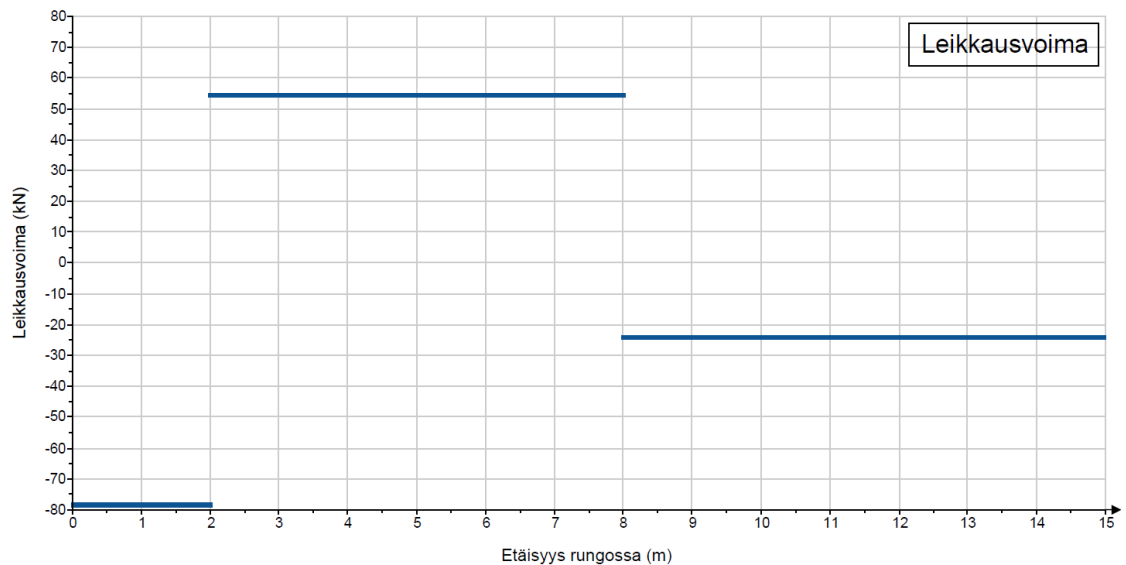
KUVIO 3. Toisen kuormitustapauksen rungon taipumaviiva

Taipumaviivasta huomataan, kuinka voimat F_1 ja F_2 taivuttavat palkkia telin ympäri eri suuntiin, kumoten voimien aiheuttamia vaikutuksia rungon siirtymään. Tilanne havainnollistaa, miksi tässä kuormitustapauksessa ylitettiin sallittu maksimijännitys ennen sallittua siirtymää.

Toisesta kuormitustapauksesta piirrettiin myös taivutusmomentti- ja leikkausvoimakuvaajat (kuviot 4 ja 5).



KUVIO 4. Toisen kuormitustapauksen taivutusmomenttikuvaaja



KUVIO 5. Toisen kuormitustapauksen leikkausvoimakuvaja

Laskennan tuloksena saadut arvot koottiin taulukkoon (3).

TAULUKKO 3. Toisen kuormitustapauksen laskennan tulokset

Suure	Tunnus	Arvo	Yksikkö
Maksimi taivutusmomentti	M_{max}	168,976	kNm
Vaadittu neliömomentti maksimisiirtymän mukaan	$I_{2_{fm}}$	17731	cm ⁴
Vaadittu neliömomentti sallitun jännityksen mukaan	$I_{2_{\sigma}}$	18306	cm ⁴

3.3 Kuormitustapausten vertailu

Kuormitustapausten tuentoja vertailemalla voidaan päätellä ensimmäisen kuormitustapauksen olevan epäedullisempi rungon kestävyys kannalta. Laskenta kuitenkin tehtiin myös toiselle kuormitustapaukselle, jotta saataisiin parempi käsitys kuorman sijoittelun vaikutuksista runkoon. Sijoittelemalla nostettava kuorma toisen kuormitustapauksen tyyliä runko voitaisiin mitoittaa pienemmäksi. Ongelmaksi tässä muodostuu kuitenkin telin nostokapasiteetti, sillä kyseisellä kuorman sijoittelulla teli joutuu tekemään suurimman osan nostotyöstä. Tällaiselle kuormaustyyliä saattaa olla tarvetta, mikäli käytössä olisi suuremman nostokapasiteetin teli ja pienemmän nostokapasiteetin trukki. Kuormitustapausten laskentatulokset kerättiin taulukkoon (4).

TAULUKKO 4. Kuormitustapausten vertailu

Suure	Tunnus	Kuormitustapaus 1	Kuormitustapaus 2	Yksikkö
Maksimi taivutusmomentti	M_{max}	254,973	168,976	kNm
Vaadittu neliömomentti maksimisiirtymän mukaan	$I_{x_{fm}}$	34199	17731	cm ⁴
Vaadittu neliömomentti sallitun jännityksen mukaan	$I_{x_{\sigma}}$	29747	18306	cm ⁴

Erot laskennassa olivat huomattavan suuria, ensimmäisen kuormitustapausten vaatima neliömomentti oli lähes puolet enemmän toiseen kuormitustapaukseen verrattuna. Runko mitoitettiin suurimman neliömomenttivaatimuksen mukaan, joka oli tässä tapauksessa ensimmäisen kuormitustapausten suurimman sallitun siirtymän määräävä neliömomentti.

Laskentapohjan avulla voidaan laskea rajoittavaksi tekijäksi muodostuva suure, joka saadaan vertailemalla laskennan tuloksia if-lauseiden avulla. Laskenta nähtävissä liitteen 1 sivulla 4.

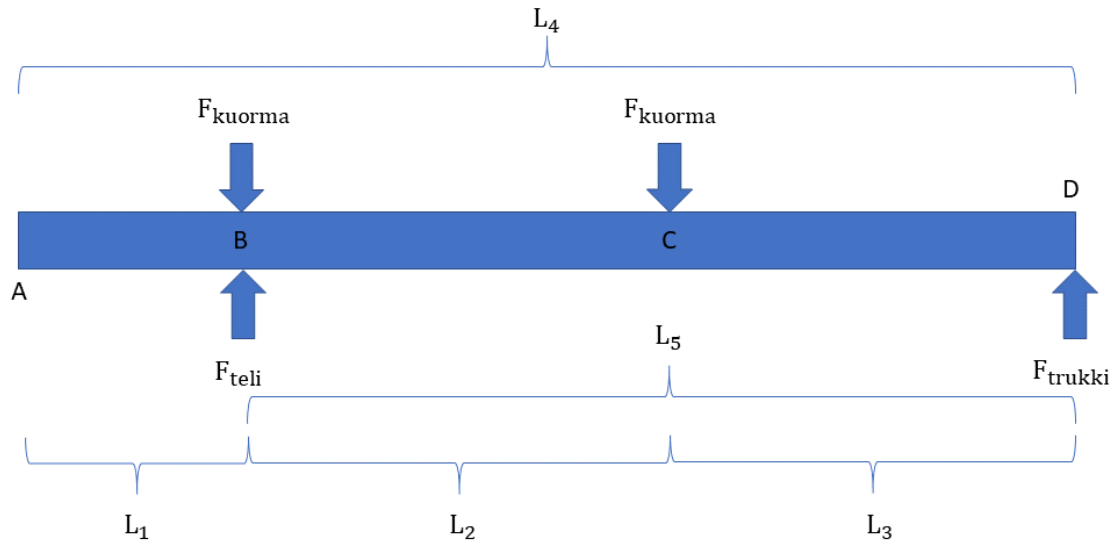
3.4 Rungon mitoitus

Sopivien runkopalkkien valinta ja lukumäärä voidaan laskea laskentapohjalla. Laskentaa varten valitaan alustava runkopalkin profiili, jonka neliömomentti voidaan lukea tekniikan taulukkokirjasta tai laskea erikseen. Valitun profiilin neliömomentti syötetään laskentapohjan I_{putki} -kohtaan. Tämän jälkeen lasketaan tarvittavien putkien määrä, joka pyöristetään ylöspäin seuraavaan kokonaislukuun. Näin saadaan laskettua rungon kokonaisneliömomentti, jonka riittävyyden laskentapohja vielä tarkistaa. Laskenta nähtävissä liitteen 1 sivuilla 4 ja 5.

3.5 Nostokapasiteetti

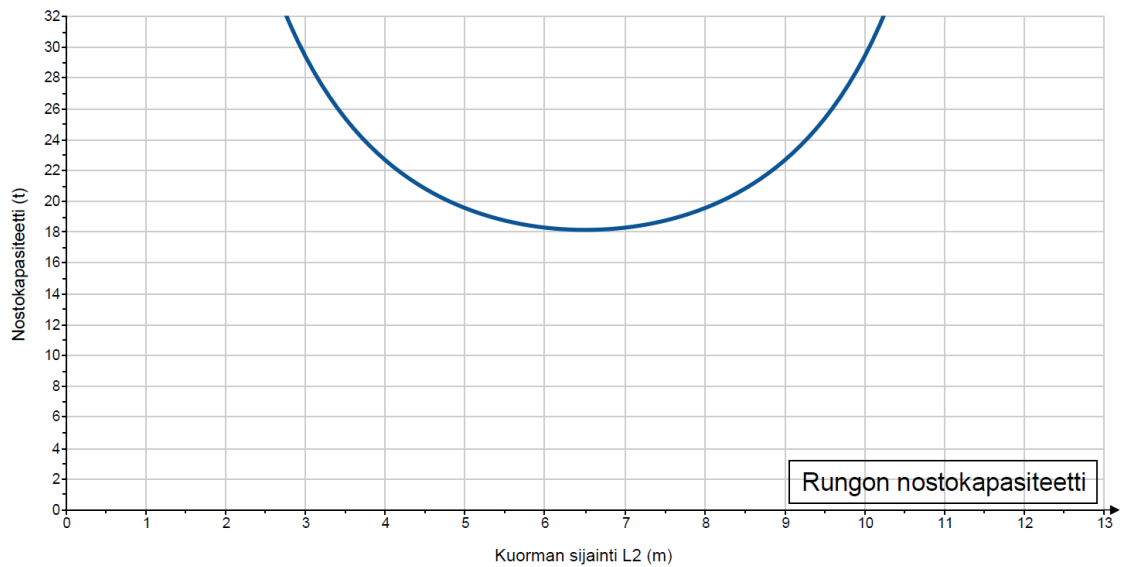
Nostokapasiteettikuvaajan avulla nähdään nostosiirtovaunun maksiminostokapasiteetti eri pituisilla nostokuormilla. Nostotilanteessa trukki sekä teli kohdistavat

runkoon nostovoiman ja telillä olevan kuorman massa kohdistaa runkoon vastakkaisen voiman (kuvio 6). Kuorman toisen päädyn oletetaan aina olevan telin päällä. Nostokapasiteettikuvaajan muuttujaksi valittiin pituus L_2 , joka kuvastaa kuorman pituutta.



KUVIO 6. Vaunun nostotilanne

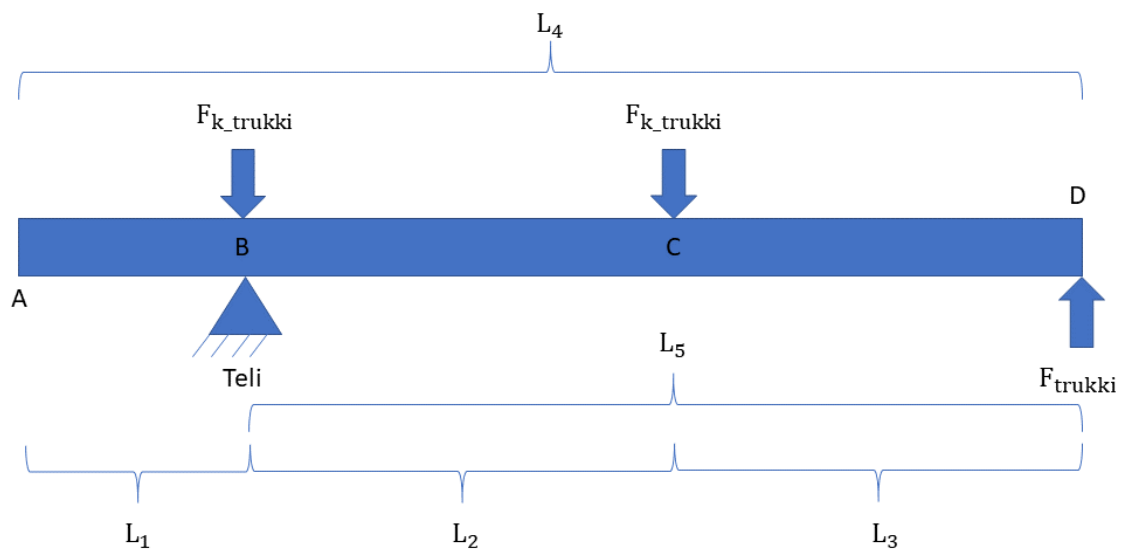
Nostokapasiteettikuvaajaa varten laskettiin erikseen rungon kestävyysrajoittama nostokapasiteettikuvaaja sekä trukin ja telin nostokyvyn nostokapasiteettikuvaajat. Rungon kestävyysrajoitteinen nostokapasiteetti laskettiin ensimmäiseksi. Laskennassa käytettiin Tammertekniikan (2015) tekniikan kaavaston sivun 149 taulukon ensimmäisen tapauksen yhtälöitä, jossa 2-niveltukiseen kannattimeen vaikuttaa epäkeskeinen pistevoima. Pistevoima on tässä tapauksessa telistä etäisyydellä L_2 vaikuttava kuorman toinen nostokohta. Laskenta on nähtävissä liitteessä 1 sivulla 8. Tilanteesta piirrettiin kuvaaja (kuvio 7).



KUVIO 7. Rungon kestävyysrajoitteinen nostokapasiteetti

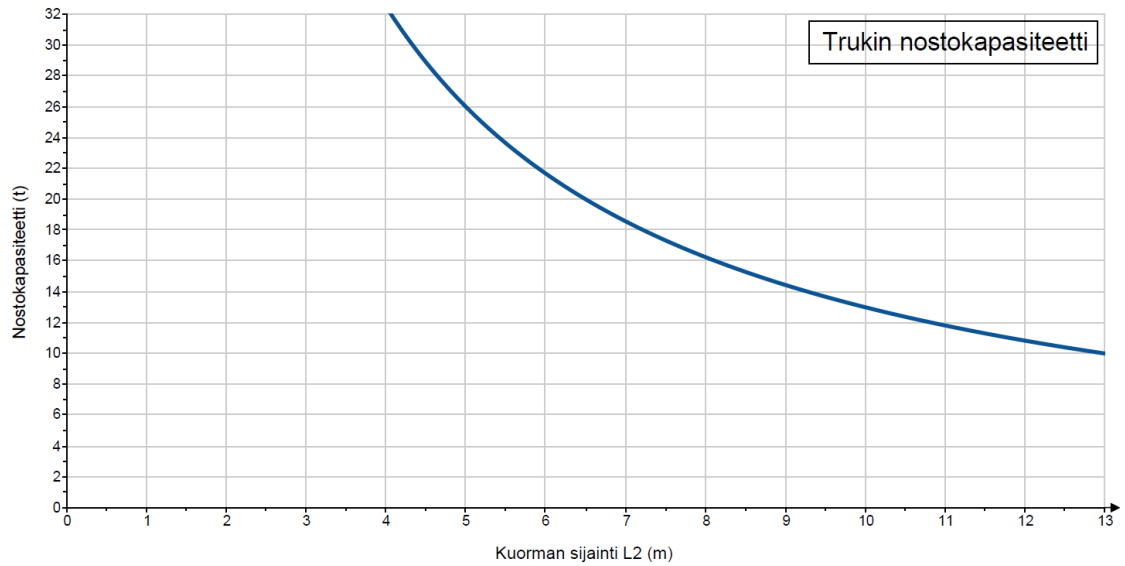
Kuvaajasta huomataan rungon nostokapasiteetin lähestyvän äärettömyyttä, kun kuorman toinen pääty siirtyy telin tai trukin kohdalle. Kuorma ei aiheutakaan rasitusta runkoon sen ollessa kokonaan telin päällä, sillä telin tukireaktio vastaanottaa voiman. Kuorman toisen nostokohdan ollessa rungon keskellä rakenne kestää noin 18 000 kg painoisen kuorman.

Trukin nostokapasiteettia kuvattiin tilanteella, jossa teli on asetettu kiinteäksi, trukin nostaessa runkoa (kuvio 8).



KUVIO 8. Trukin nostotilanne

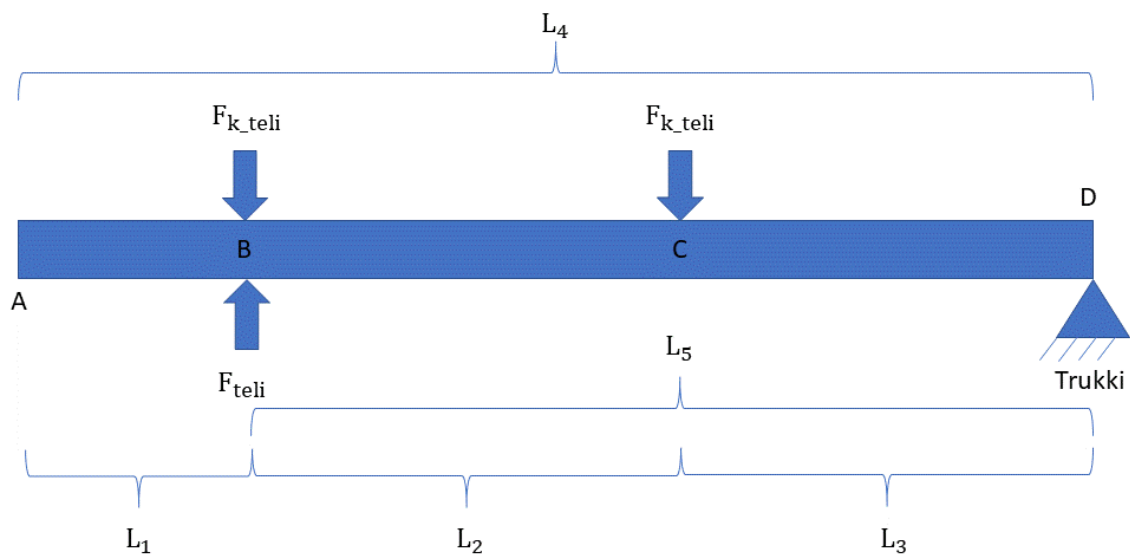
Trukin nostokapasiteetin laskenta on nähtävissä liitteen 1 sivulla 9. Trukin nostokapasiteetista piirrettiin kuvaaja (kuvio 9).



KUVIO 9. Trukin nostokapasiteetti

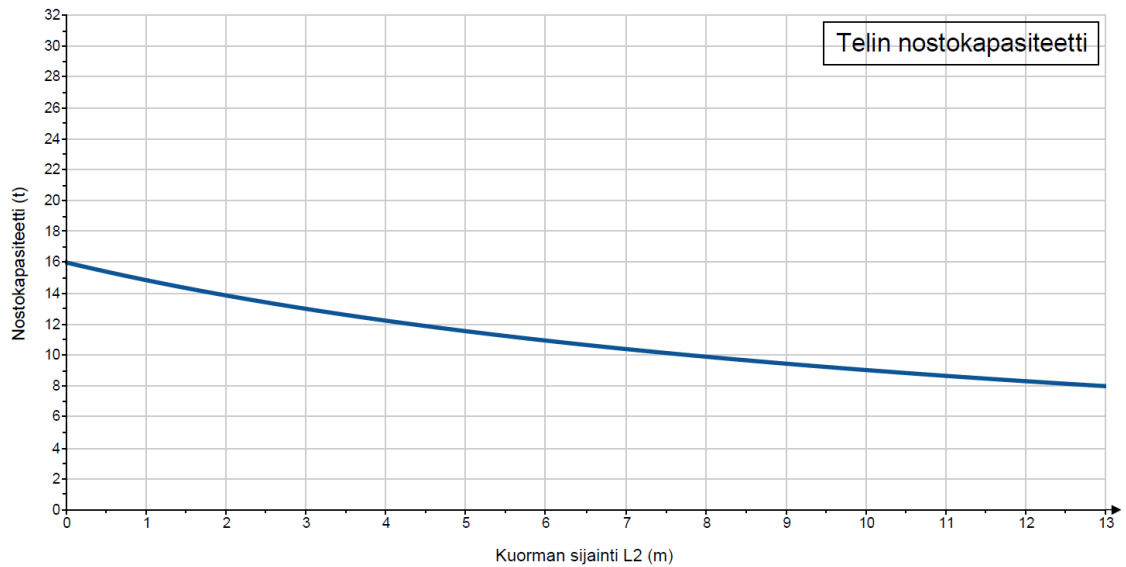
Kuorman siirtyessä telille trukin nostokapasiteetti lähestyy ääretöntä, sillä mekaniismi on käytännössä yksivartinen vipu. Toisessa päädyssä trukki nostaa oletusti alkuarvoissa asetetun nostokapasiteetin painoisen kuorman.

Telin nostokapasiteettia kuvattiin tilanteella, jossa trukki on asetettu kiinteäksi, telin nostaessa runkoa (kuvio 10).



KUVIO 10. Telin nostotilanne

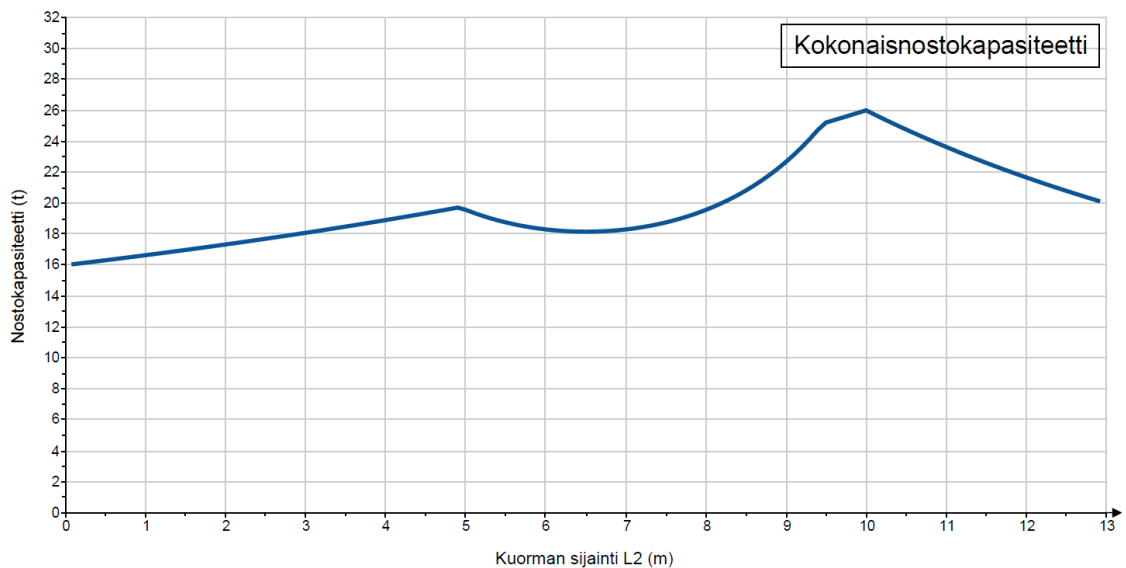
Telin nostokapasiteetin laskenta on nähtävissä liitteen 1 sivulla 10. Telin nostokapasiteetista piirrettiin kuvaaja (kuvio 11).



KUVIO 11. Telin nostokapasiteetti

Kuorman ollessa kokonaan telin päällä, eli kun mitta L_2 on 0 metriä, teli nostaa lähtöarvoissa asetetun painoisen kuorman. Kuorman ollessa puoliksi trukilla ja puoliksi telillä, eli kun mitta L_2 on 13 metriä, teli nostaa puolet kuorman massasta.

Seuraavaksi nostokapasiteettikuvaajat yhdistettiin käyttäen heikointa komponenttia, josta saatiin kokonaisnostokapasiteettikuvaaja (kuvio 12).



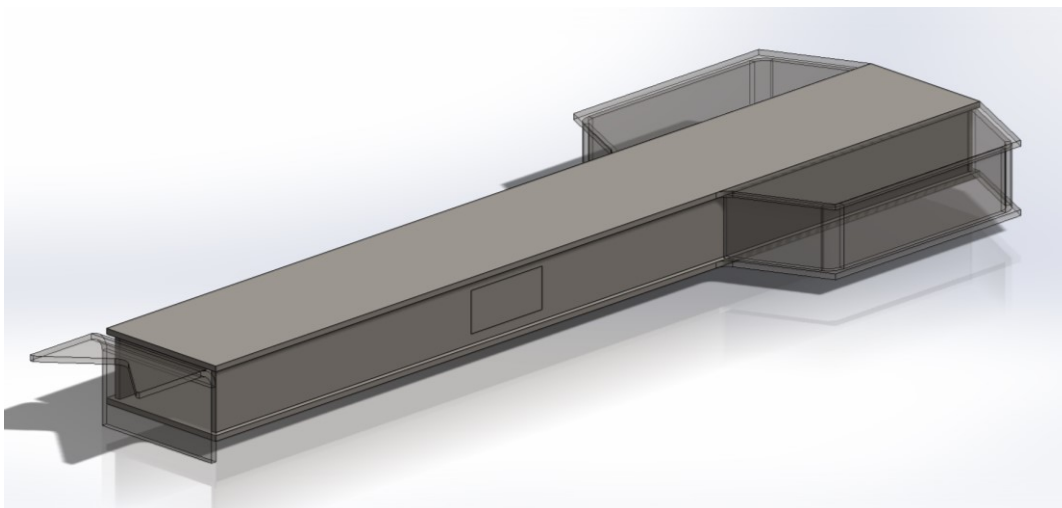
KUVIO 12. Kokonaisnostokapasiteetti

Vaunun nostokapasiteettikuvaaja piirrettiin suhteessa etäisyyteen L_2 . Esimerkiksi kuorman ollessa kokonaan nostotelin päällä vaunu kykenee nostamaan 16 tonnin kuorman. Kuorman jakautuessa kahteen pisteeseen, esimerkiksi nostotelin päälle ja 10 metrin etäisyydelle telistä, vaunu kykenee nostamaan 26 tonnin kuorman. Vaunun nostokapasiteettia rajoittaa rakenteen kestävyys välillä (5 – 9,5) m, muualla nostokapasiteettia rajoittaa nostotelin tai trukin nostokapasiteetti.

4 TELIRAKENTEEN SUUNNITTELU

Telirakenteen mittojen määräävinä tekijöinä olivat yhteensopivuus valmiiksi suunnitellun nostotelin kanssa ja vaunun rakenteelle määritelty leveys sekä korkeus. Telirakenteelta vaadittiin matalaa rakennetta, jotta vaunun kokonaiskorkeus säilyisi pienenä. Matala rakenne helpottaa nostotyötä, sillä siirrettäviä kuormia voidaan säilyttää matalammilla pukeilla. Lisäksi tuli huolehtia renkaiden ja telirakenteen välisestä etäisyydestä renkaiden kääntyessä. Telirakenteen tuli kestää nostotelin nostokapasiteetin suuruinen kuorma.

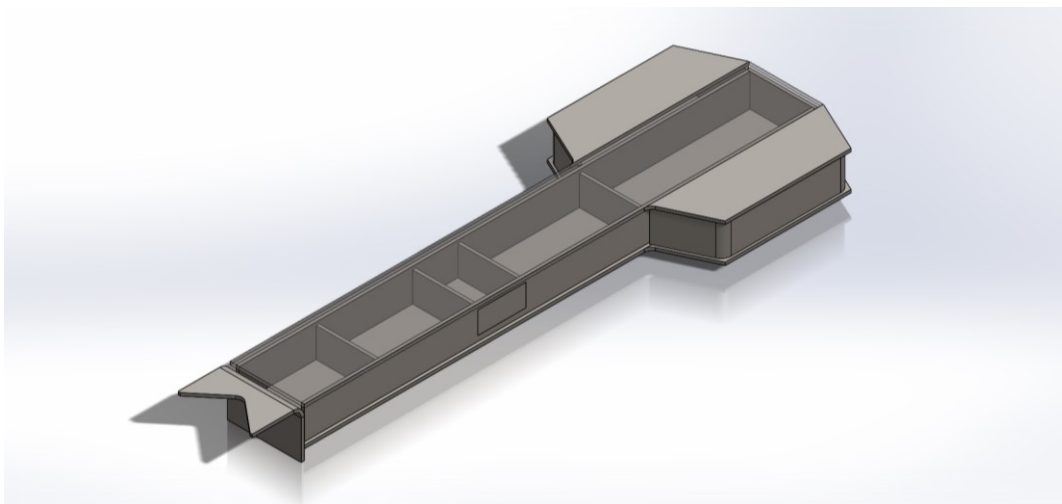
Telirakenteen runko suunniteltiin yksinkertaiseksi kotelopalkkirakenteeksi, jossa neljä levyä on hitsattu yhteen (kuva 6). Tällaisella rakenteella voitiin hyödyntää vaunun valmistajan, Jawiko Oy:n, jauhekaarihitsausportaalia. Jauhekaarihitsausportaalien avulla runkopalkin valmistettavuus on huomattavasti nopeampaa verrattuna mig- tai puikkohitsaukseen. Valmistuksen aikasäästöt ovat tällä tekniikalla merkittäviä, sillä telirakenteelta vaadittuihin mittoihin valmistettua profiilia ei ollut saatavilla. Hitsattava kotelopalkki mahdollisti myös vahvikelevyjen hitsaamisen kotelopalkin sisään.



KUVA 6. Telirakenteen kotelopalkki

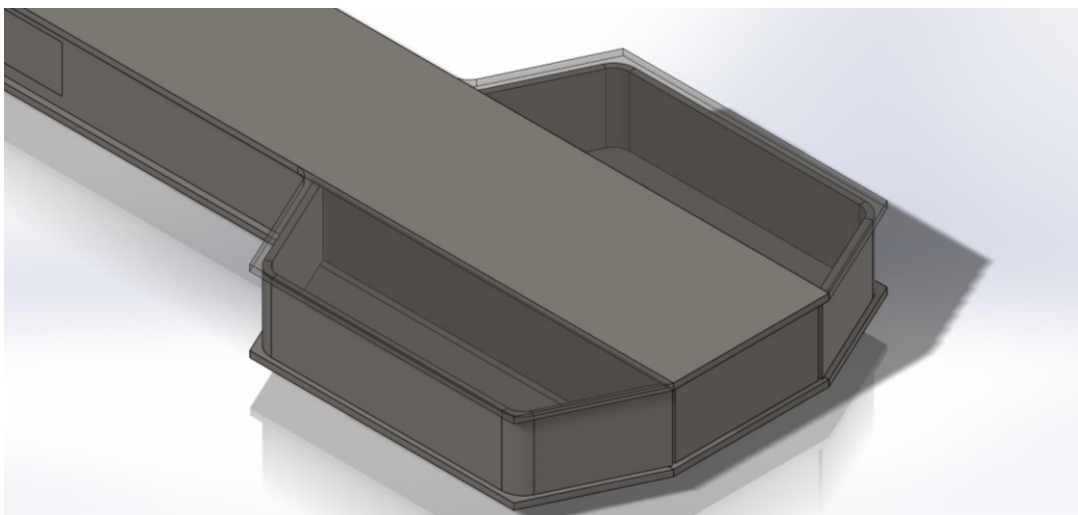
Kotelopalkin sisälle sijoiteltiin vahvikelevyjä telin kiinnitysolakkeiden kohdalle, sekä molempiin pätyihin. Levyjen määrä ja sijoittelu optimoitiin FE-analyysin avulla. Levyt jakavat kuormaa tasaisemmin koko rakenteen alueelle, välttämällä jännityshuippujen muodostumista. Vahvikelevyt hitsataan kiinni kotelopalkin

pohja- ja sivulevyihin molemmilta puolilta. Levyjä ei ole mahdollista hitsata kotelopalkin yläpintaan levyyn. Kuvassa (7) on nähtävissä neljä vahvikelevyä sijoitettuna kotelopalkkiin.



KUVA 7. Kotelopalkin vahvikelevyt

Telirakenteen pääty toteutettiin kahden taitoksen levyllä (kuva 8). Päädyn sisään ei ollut tarpeellista hitsata vahvikepaloja.



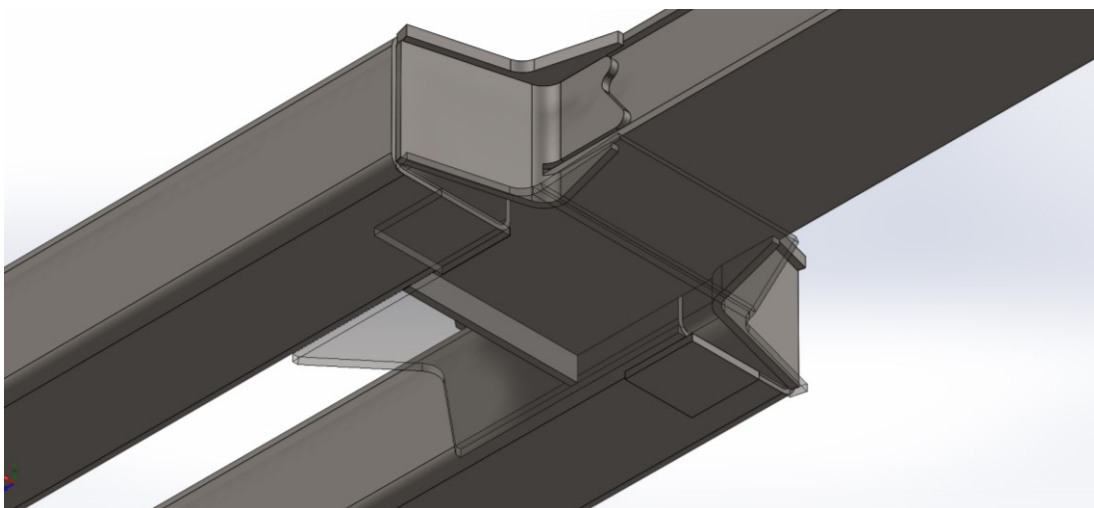
KUVA 8. Telirakenteen pääty

Levyjen välille jätettiin tilaa valmistuksen helpottamiseksi (kuva 9). Levyjen välinen rako auttaa ottamaan huomioon taiteltavan levyn mittatarkkuustoleranssin ja asennustyössä tapahtuvan mahdollisen paikoitusvirheen. Rako helpottaa myös levyjen hitsausta.



KUVA 9. Telirakenteen päädyn levyjen rako

Suurin suunnitteluhaaste telirakenteessa oli telirakenteen rungon ja vaunun runkopalkkien välinen siirtymäkohta. Rakenteen leveys ja korkeus kasvavat, joka loi haasteita levyjen muotoilun ja hitsausseamojen jännityksien kanssa. Rakennetta optimoitiin, mutta hitsausseamaan kohdistuvasta jännityshuipusta ei päästy kokonaan eroon. Siirtymäkohdan levyrakenne koostuu kolmesta levystä, jotka ovat päällimmäinen levy, taitettu pystylevy ja kuvassa (10) läpinäkyvänä nähtävä pohjalevy.



KUVA 10. Telirakenteen yhdistyminen runkopalkkeihin

Kuvassa (10) näkyvän pystylevyn muotoa optimoitiin, jotta hitsausseamaan kohdistuvaa jännitystä saataisiin jaettua suuremmalle pinta-alalle. Levyyn tehtiin myös taitos, joka jakaa jännitystä edelleen. Levyyn tehtiin leikkaus taitoksen

kohdalle, joka tekee levyn valmistamisesta hieman hankalampaa. Leikkaus auttaa kuitenkin levyn paikoittamisen kanssa, sekä vähentää kokoonpanon osamäärää. Näin voidaan välttyä ylimääräiseltä levyltä, joka hankaloittaisi kokoonpanoa ja lisää hitsauksen tarvetta. Levy suunniteltiin taitoksen mahdollinen epätarkkuus huomioon ottaen. Levyn paikoitusta voidaan tarvittaessa muuttaa pituussuunnassa. Taivutussäde luettiin tekniikan taulukkokirjasta (Valtanen 2019).

Kaikki levyt suunniteltiin kokoonpanojärjestys ja hitsausmahdollisuudet huomioon ottaen. Levyjen helpon hitsattavuuden takaamiseksi pienahitsattaviin levyihin jätettiin 20 mm ylimääräistä reunaa. Paksun levymateriaali ja suurten taivutussäteiden vuoksi rakenteeseen jääneet raot hitsataan umpeen esimerkiksi puikkohitsauksella. Saman paksuisten levyjen käyttö rakenteessa helpottaa hitsausta. Poikkeuksena vaunun runkopalkit ovat hieman eri vahvuista materiaalia, joka täytyy ottaa huomioon vaunun valmistusvaiheessa.

Levyjen suunnittelussa huomioitiin valmistuksen toleranssit. Kaikissa osissa käytettiin standardin SFS-EN 22768-1 mukaista karkeaa c-luokan yleistoleranssia (SFS-EN 22768-1 1993). Esimerkiksi kuvan (8) pystylevyt voidaan paikoittaa helposti, vaikka taitoskulman suuruus vaihtelisi toleranssin mukaan ± 2 astetta ja levyn pituus ± 2 mm.

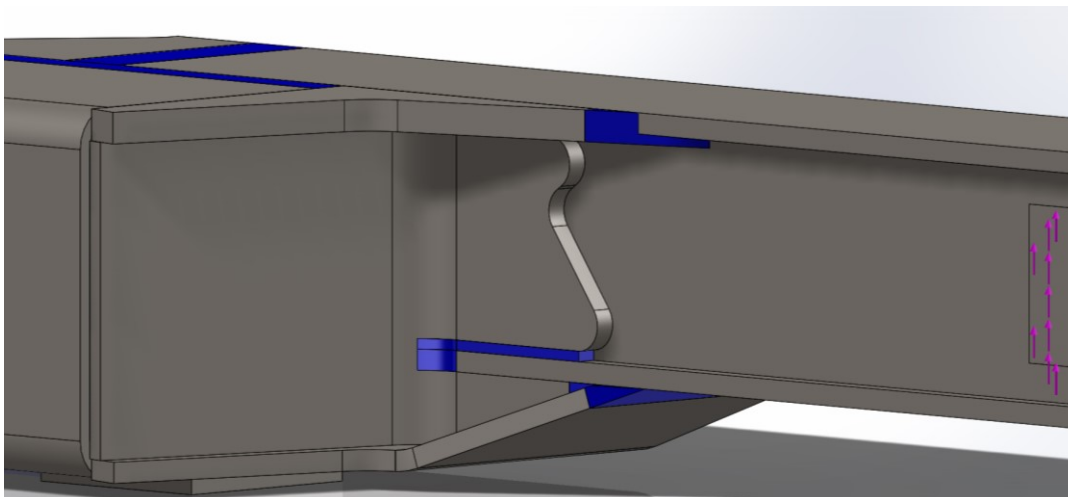
5 TELIRAKENTEEEN STAATTINEN TARKASTELU

5.1 FE-analyysin valmistelu

Telirakenteen staattista kestävyyttä tarkasteltiin erikseen FE-analyysin avulla. Aluksi rakenteen levyjä alettiin mallintamaan keskipintamalleina, mutta kontaktien luomista pintojen välille ei saatu toimimaan oikein. Mallinnuksessa havaittiin, etteivät voimat välittyneet kaikkien pintakontaktien välillä. Etenkin monimutkaiset kontaktit telirakenteen ja runkopalkkien välillä tuottivat ongelmia. Pintamallien etuna olisi niiden yksinkertaisuus ja laskentanopeus (Ateworks 2018).

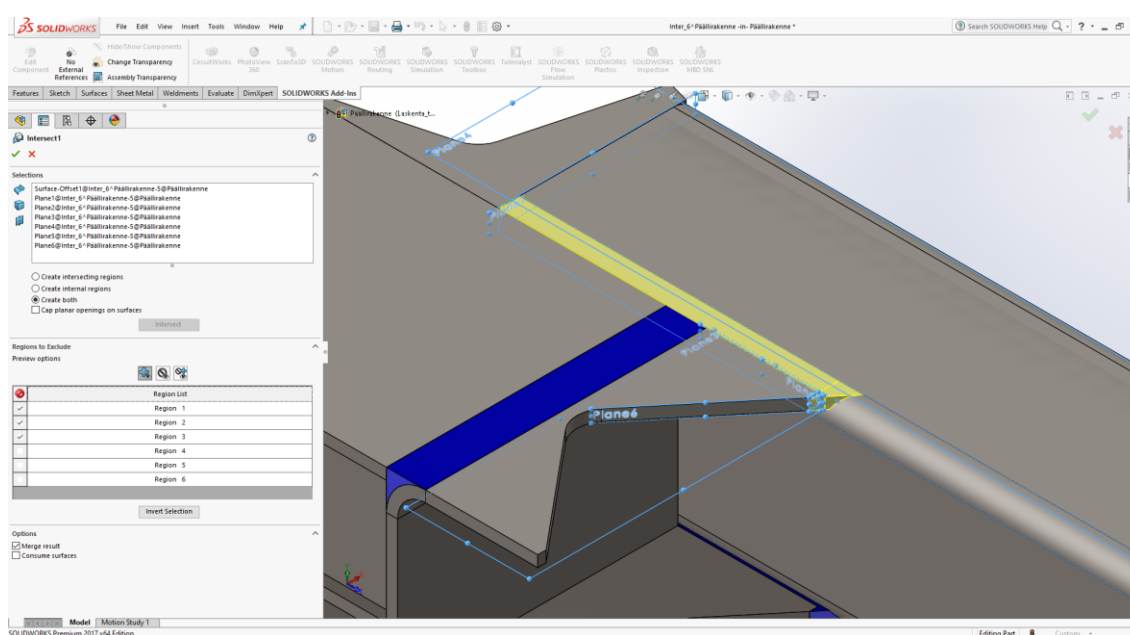
Epäonnistuneen keskipintamallin luonnin jälkeen FE-analyysin valmistelua jatkettiin solidimallilla. Laskenta osoittautui melko nopeaksi tiheälläkin verkotuksella. Solidimallin etuna on huomattavasti nopeampi mallin valmistelu laskentaa varten. Keskipintamallille tulee erikseen luoda pinnat ja kontaktit pintojen välille, solidielementeille tulee ainoastaan luoda muutamat poikkeukselliset kontaktiehdot hitsaussaumoihin. Useiden iteraatioiden ja nopean laskennan vuoksi solidimalli osoittautui nopeammaksi vaihtoehdoksi.

Mallia valmisteltiin laskentaa varten mallintamalla hitsaussaumoja tarpeellisiin kohtiin. Hitsaussaumojen mallintamisen avulla levyjen rakojen välille ei tarvinnut luoda erillisiä kontaktiehtoja. Kaikkia hitsaussaumoja ei mallinnettu kohtiin, joita tarkasteltiin myöhemmin erikseen tai kohtiin, joissa esiintyvät jännitykset olivat pieniä. Hitsaussaumamat näkyvät kuvassa (11) sinisellä värillä merkattuina.



KUVA 11. Telirakenteen hitsaussaumojä

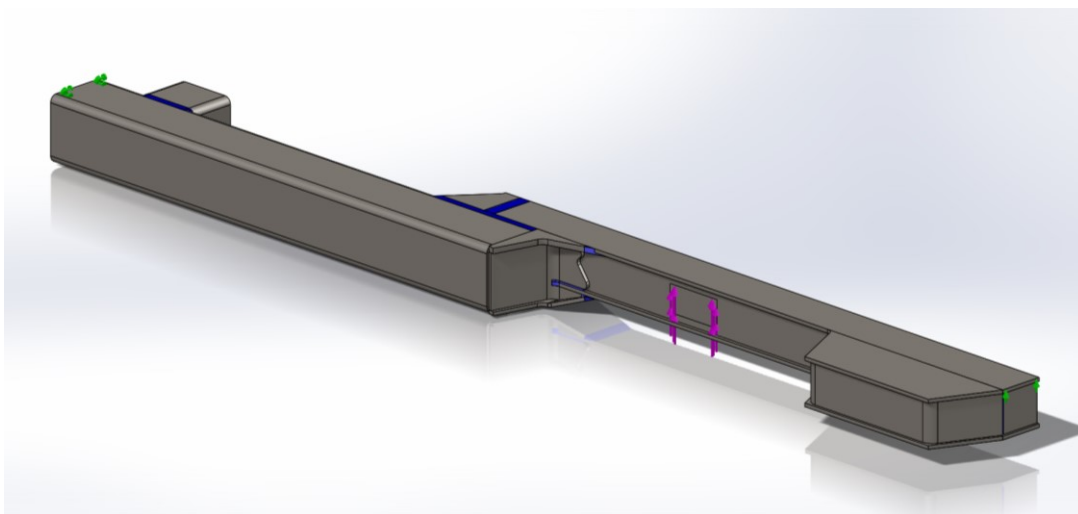
Hitsaussaumojen mallinuksessa hyödynnettiin Solidworks-ohjelman Intersect-komentoa, jonka avulla solidimalli voidaan luoda pintojen rajaaman alueen sisälle (kuva 12). Mallin mittoja muutettaessa Intersect-komennolla luotujen hitsaussaumojen mitat muuttuivat ilman erillisiä korjauksia. Tämä auttoi kehitysversioiden nopeassa mallinnuksessa.



KUVA 12. Hitsaussauman mallinnus Intersect-työkalulla

Ennen verkotusta kokoonpano tarkastettiin päällekkäisten mallien varalta Interference Detection -työkalulla. Ongelmia jouduttiin muutamaaan otteeseen korjaamaan hitsaussaumojen malleista. Mallien päällekkäisyys tulee aina tarkistaa, sillä se saattaa aiheuttaa ongelmia verkotuksen ja FE-analyysin laskennassa.

Rungon putkiprofiilit katkaistiin epäedullisimmasta kohdasta ja profiilin ylin reuna asetettiin liikkumattomaksi kiinteällä-reunaehdolla. Telirakenteen toisen päädyn liike rajoitettiin vertikaalisessa suunnassa. Koko rakenne katkaistiin ja peilattiin symmetriareunaehdolla laskennan keventämiseksi. Telirakenteen kylkeen mallinnettiin nostotelin korvakkeita simuloiva pinta, jonka kautta rakenteeseen kohdistettiin 80 kN suuruinen pystysuuntainen voima. Lisäksi rakenteeseen asetettiin vaikuttamaan painovoima. Kiinnityskohdat näkyvät kuvassa (13) vihreinä nuolina ja rakenteeseen vaikuttava voima liloina nuolina.



KUVA 13. Telirakenteen FE-analyysin reunaehdot

5.2 Verkotus

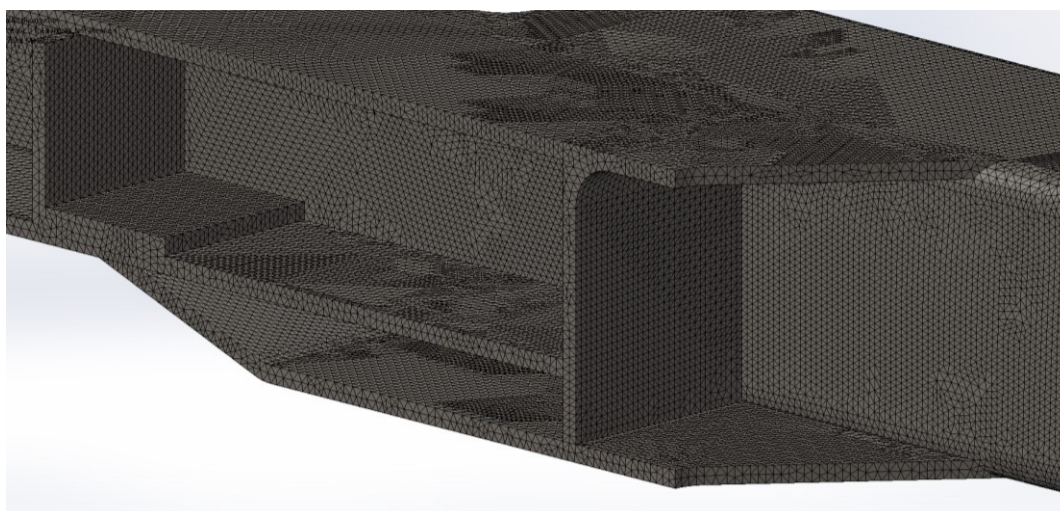
Ongelmiin törmättiin kokoonpanoa verkotettaessa, joillekin telirakenteen ohutlevyille ja hitsaussaumojille tehty verkotus epäonnistui niiden monimutkaisen geometrian vuoksi. Ongelmaa yritettiin korjata tihentämällä verkotusta paikallisesti ongelmakohdissa. Tämä ei kuitenkaan auttanut verkotuksen onnistumisessa. Kokoonpano tallennettiin part-tiedostona, jolloin Solidworks loi kokoonpanon osista imported body -mallit yhteen osatiedostoon. Tämän avulla osia, joiden verkotus epäonnistui, voitiin yhdistää combine-työkalulla. Osien yhdistäminen yhdeksi kappaleeksi ratkaisi lopulta verkotusongelmat.

Elementtiverkon tiheyden vähimmäisvaatimuksena oli kahden elementtikerroksen paksuinen verkko levyrakenteissa, jotta laskentatulokset olisivat riittävän tarkkoja. Suurimmaksi elementtikooksi asetettiin 10 mm ja verkotuksen tyyppiä asetettiin curvature-based mesh. Verkotuksen luonti oli varsin nopea, siihen kului aikaa noin minuutti. Verkotuksen tarkemmat tiedot näkyvät taulukossa (5).

TAULUKKO 5. Verkotuksen tiedot

Study name	Static 11 (-Laskenta_telirakenne-)
Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used	Curvature-based mesh
Jacobian points	4 points
Max Element Size	10 mm
Min Element Size	2 mm
Mesh quality	High
Total nodes	2344706
Total elements	1444359
Maximum Aspect Ratio	42.689
Percentage of elements with Aspect Ratio < 3	99.5
Percentage of elements with Aspect Ratio > 10	0.0545
% of distorted elements (Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss)	00:01:07
Computer name	SAOFIN2

Verkotus onnistui koko mallille ilman virheitä ja elementtiverkko näytti hyvältä koko mallin alueella. Kuvasta (14) nähdään riittävän tiheä elementtiverkko, jossa on kaksi elementtikerrosta levyn poikkileikkauksessa.

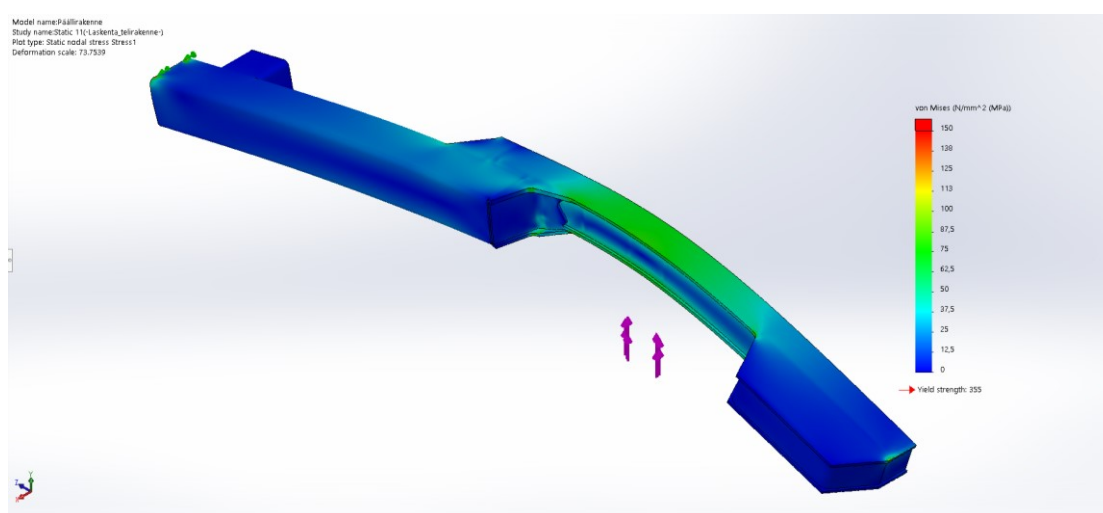


KUVA 14. Lähikuva elementtiverkosta

5.3 Laskennan tulokset

Laskennan tuloksia verrattiin asetettuun vertailujännitykseen. Rakenne haluttiin mitoittaa vähintään kaksinkertaisella varmuudella verrattuna materiaalin myötölujuuteen nähden, joka oli vaunun rakenneteräksellä 355 MPa. Jännityksen vertailuarvoksi asetettiin 150 MPa, jota rakenne ei saisi ylittää. Laskennan tulokset on ilmoitettu Von Mises -vertailujännityksenä (0 – 150) MPa asteikolla.

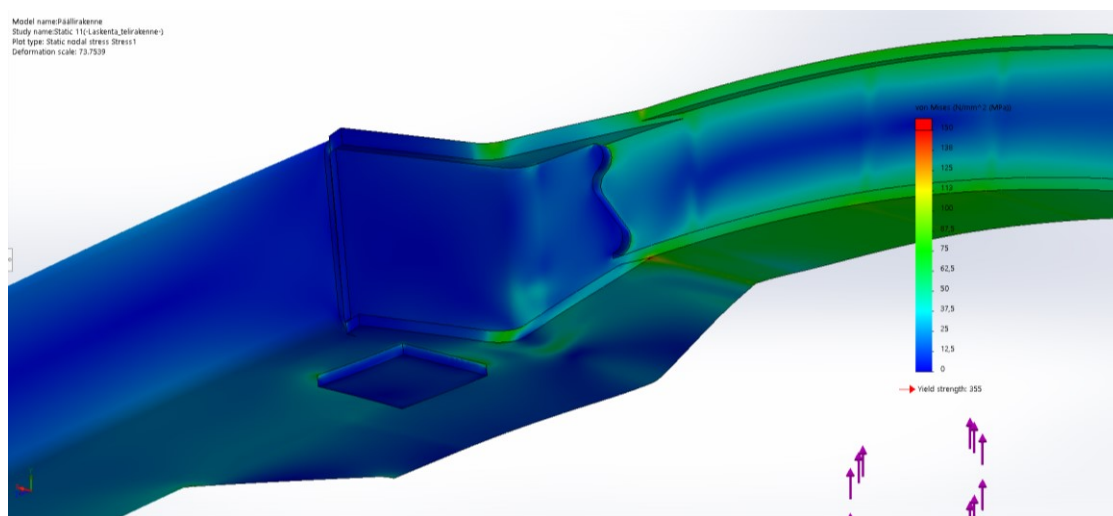
Rakenteen jännitys alitti asetetun vertailujännitysrajan selvästi, kotelopalkin 80 MPa jännitys oli lähes puolet asetetusta 150 MPa vertailujännityksestä. Jännityksen varmuus myötölujuuteen nähden oli 4,4. Jännitys jakaantuu telirakenteen kotelopalkkiin erittäin tasaisesti, eikä suuria jännityspiikkejä esiintynyt. Suurimmat jännityspisteet havaittiin kappaleen kiinnityspisteissä runkopalkin ja telirakenteen päissä. Näissä kohdissa mallin siirtymät on asetettu kiinteiksi ainoastaan yhden elementtikerroksen kokoiselta alueelta. Jännitys kasvaa helposti suureksi tällaisilla alueilla ja ne voidaan tässä tapauksessa jättää huomioimatta. Kuvassa (15) nähdään rakenteeseen kohdistuva jännitys.



KUVA 15. Telirakenteen von Mises -vertailujännitys

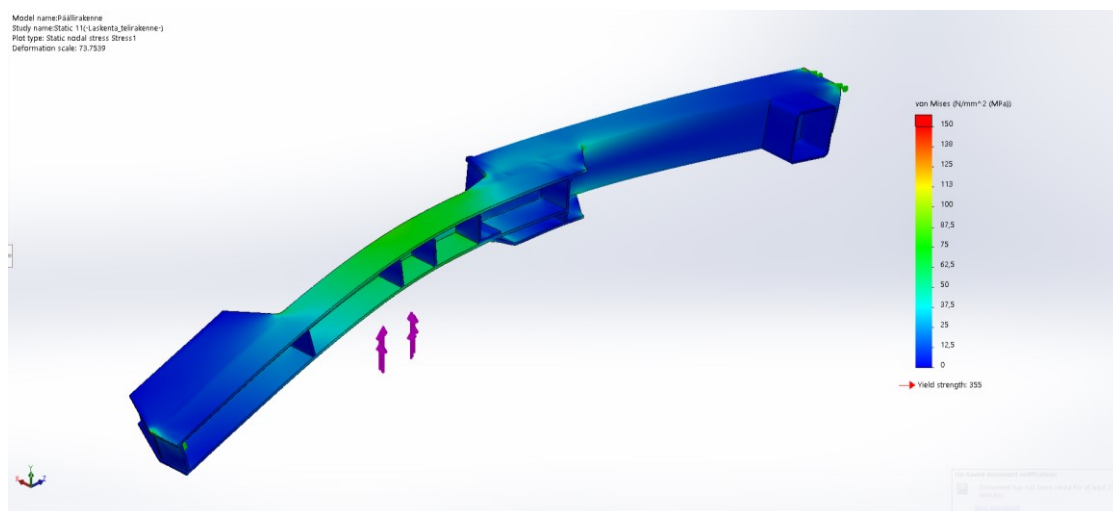
Suurin jännitys kohdistui telirakenteen alimmaisen levyn ja rungon väliseen hitsisaumaan, jossa jännitys oli suuruudeltaan 140 MPa (kuva 16). Jännitys on hyvin lähellä asetettua vertailujännitystä, jonka lisäksi se kohdistuu hitsaussaumaan. Tällaisia hitsaussaumaan kohdistuvia jännityksiä tulisi välttää dynaamisesti kuormitetuissa rakenteissa. Hitsaussaumamat ovat alttiita murtumille, jotka dynaamisen

kuormituksen myötä kasvavat aiheuttaen lopulta rakenteen rikkoutumisen. Hittausauman todetaan vaativan tarkempaa tarkastelua. (Koneenosien suunnittelu 1997, 276.)



KUVA 16. Telirakenteen alimmaisena levyn von Mises -vertailujännitys

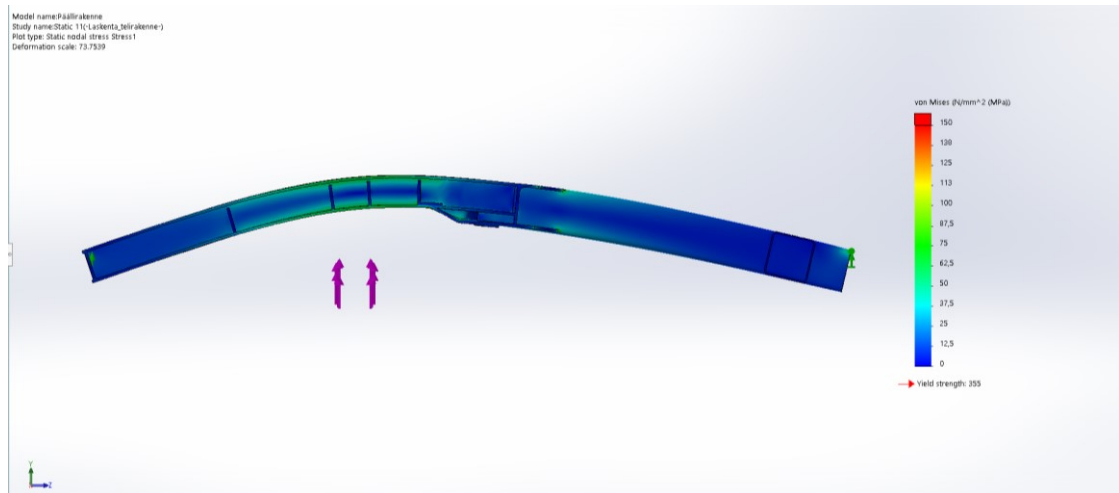
Telirakenteen rungon sisällä näkyvien pystyvahvikelevyjen lukumäärää ja sijaintia optimoitiin FE-analyysin perusteella (kuva 17). Vahvikepalat vaadittiin kuorman jakamiseksi tasaisemmin nostosylinterin kiinnityskohtassa.



KUVA 17. Telirakenteen kotelopalkin vahvikelevyjen von Mises -vertailujännitys

Rakenteen suurin taipuma havaittiin nostosylinterien kiinnityspisteessä (kuva 18). Rakenteen taipuman tarkastelu antaa tietoa simulaation onnistumisesta, mikäli mallinnettavan kappaleen siirtymät eivät ole odotettuja, saattaa simulaatiossa

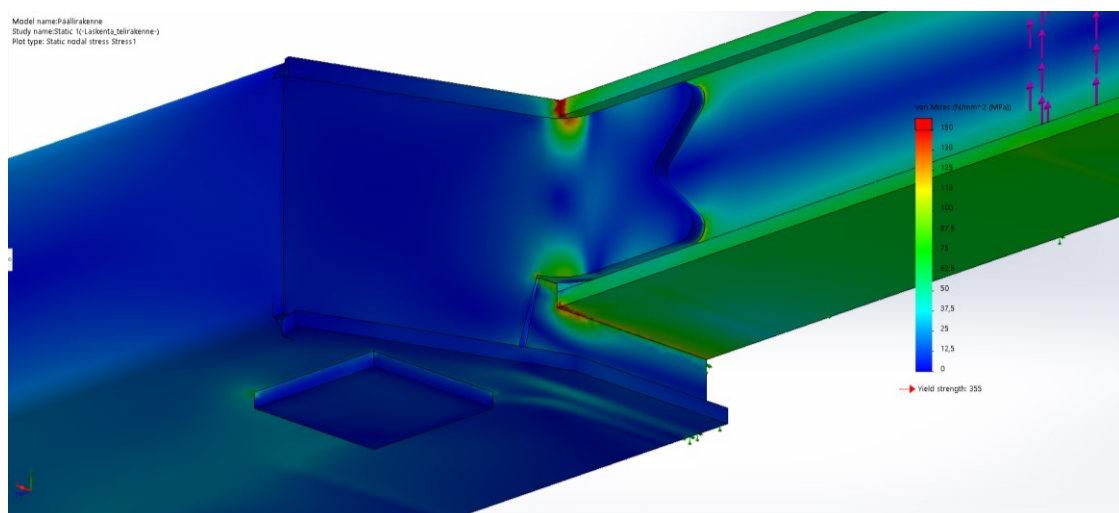
olla virhe. Tässä tapauksessa rakenne taipui oletetusti. Telirakenteen maksimisiirtymäksi saatiin alle 10 mm.



KUVA 18. Telirakenteen taipuma

5.4 Kehitysversioiden FE-analyysi

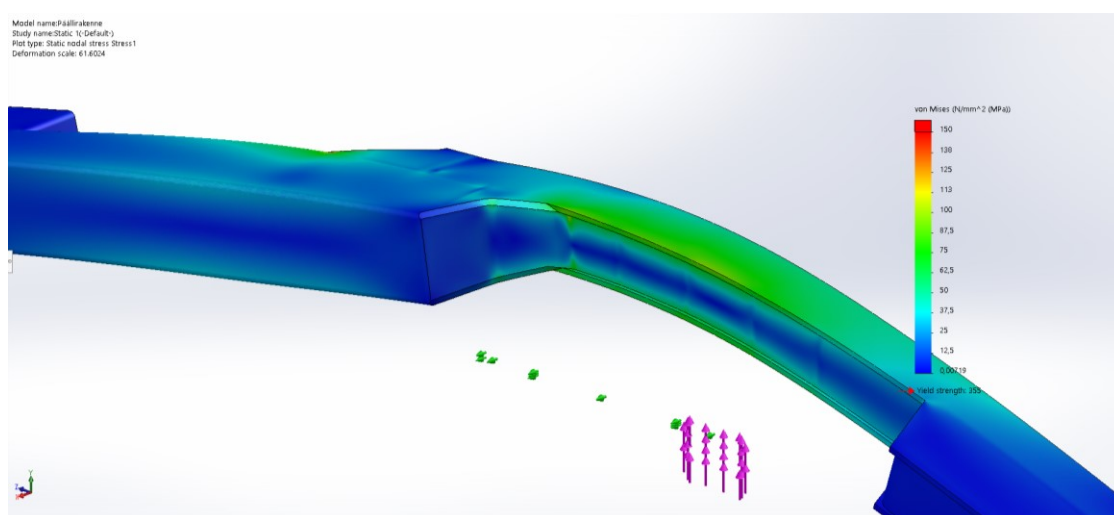
Telirakennetta optimoitiin FE-analyysin tulosten perusteella useaan otteeseen. Rakenteen ensimmäisissä versioissa esiintyi lähes 200 MPa suuruisia jännityshuippuja. Ongelmakohtia oli useampia, joita lähdettiin yksitellen parantelemaan. Haluan tässä kappaleessa tuoda lyhyesti esille huonoksi todettuja rakenteellisia piirteitä aikaisemmista iteraatioista. Hyvänä esimerkkinä huonosta suunnittelusta voidaan käyttää akuutteja epäjatkuvuuskohtia rakenteessa (kuva 19).



KUVA 19. Telirakenteen kulmikkaan rakenteen von Mises -vertailujännitys

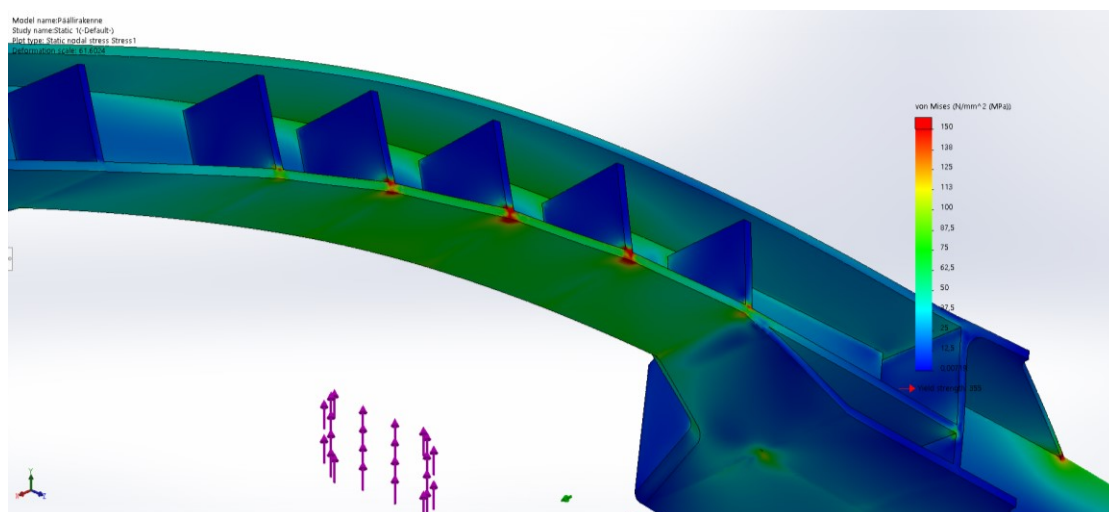
Kuvassa huomataan suuret jännityshuiput levyrakenteiden muutoskohdissa. Jännitys ei pääse jakaantumaan suurelle alueelle, vaan se keskittyy teräviin kulmiin jännityshuipuiksi. Laskennan tulos havainnollistaa myös jännityksen hyvää jakautumista suurella säteellä taitetussa pystylevyssä, jossa jännitys jakaantuu puolipallon muotoisiksi alueiksi taitoksen kohdalla. Rakenteen tulisi rakenteellisen kestävyysnäkökulmasta näyttää kestävältä ja laadukkaalta. Kantikkaat kulmat soveltuvat lähinnä kartanoautoihin, mutta nostosiirtovaunussa ne eivät ole toivottuja.

Myöhemmässä kehitysversiona telirakenteen ja runkopalkkien liitoskohta oli huomattavasti loivempi ja levyrakenteeltaan hieman lopullisesta versiosta eroava. Tällä rakenteella liitoskohdan jännitykset olivat melko alhaiset (kuva 20).



KUVA 20. Telirakenteen loivan kehitysversion von Mises -vertailujännitys

Rakenteen jännityshuiput kohdistuivatkin muihin liitoskohtiin, kuten runkopalkin liitoksiin ja telirakenteen kotelopalkkiin (kuva 21). Kotelopalkkia vahvistettiin lisäämällä tukilevyjä, joka johti suuriin jännityshuippuihin levyissä. Ilman levyjä kotelopalkin ylä- ja alalevyihin kohdistuva jännitys nousi liian suureksi ja jännityshuiput siirtyivät lähemmäksi runkopalkkeja.

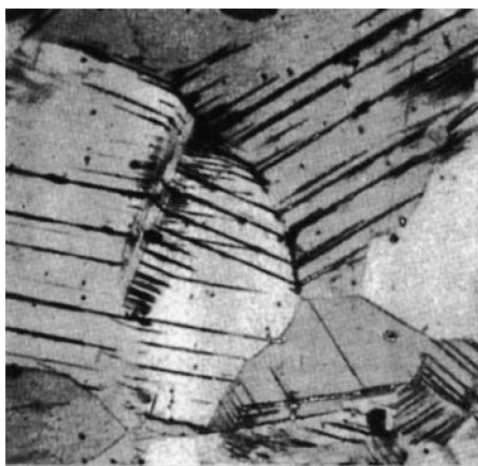


KUVA 21. Telirakenteen loivan kehitysversion suuret jännityshuiput

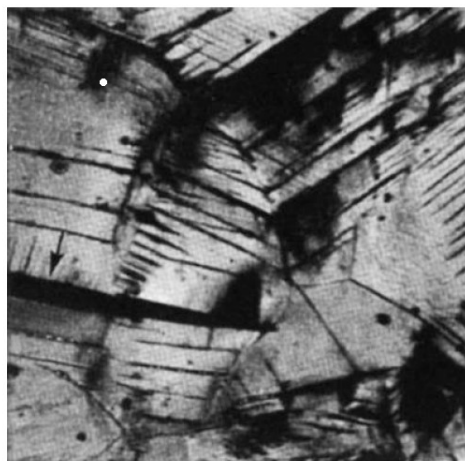
6 TELIRAKENTEEN VÄSYMISTARKASTELU

Väsymistarkastelulla tarkoitetaan rakenteen kestoiän ennustamista dynaamisella, eli toistuvalla kuormituksella. Toisin kuin staattinen kuormitus, dynaaminen kuormitus on ajasta riippuvaista. Väsymistarkastelun teoria pohjautuu lähinnä empiirisiin havaintoihin, kuten koesauvojen väsytykokeisiin. Väsymistarkastelun laskentatuloksia on syytä kohdella suuntaa antavina arvioina rakenteen todellisesta kestoiästä, eikä absoluuttisena totuutena. (Koneenosien suunnittelu 1997, 23–24.)

Dynaamisessa kuormituksessa rakenne vaurioituu huomattavasti materiaalin murtolujuutta pienemmällä jännityksellä. Vaurioituminen alkaa mikroskooppisesta säröstä (kuva 22), joka toistuvan rasituksen myötä kasvaa makroskooppiselle skaalalle. Tämän jälkeen särö jatkaa kasvamistaan, lopulta johtaen rakenteen rikkoutumiseen. Särön kasvaminen on vaikeasti ennustettava ja ennalta-arvaamaton prosessi, joka riippuu materiaalin kuormitustyyppistä. (Schijve 2009, 1.)



(a) Slip lines are clearly visible



(b) Same as in (a) but plastically strained (5%) which opens a microcrack, see arrow

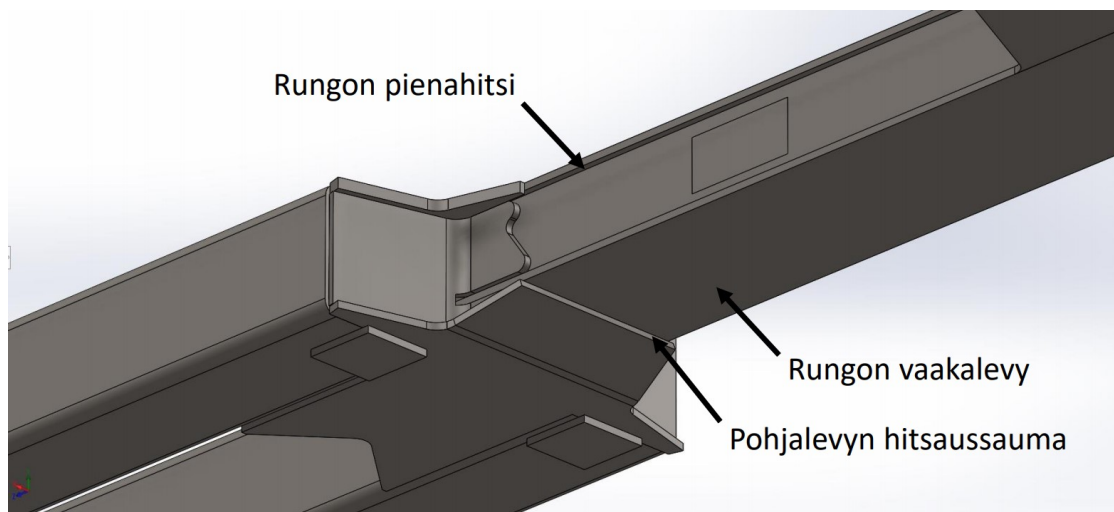
KUVA 22. Materiaalin väsymisen aiheuttama mikroskooppinen särö (Schijve 2009)

Nostosiirtovaunulla suoritetaan päivittäin kymmeniä nosto-operaatioita eri suuruisilla kuormituksilla. Vaunun tarkkaa kuormitusprofiilia ei tiedetty, joten nostojen määrää arvioitiin Jawiko Oy:n nykyisen nostosiirtovaunun käytön perusteella.

Vaunulla nostetaan eri kokoisia teräspalkkeja, joiden massa vaihtelee vaunun yli 20 tonnin maksiminostokapasiteetista aina alle tonnin painoisiin kuormiin. Jokainen nosto-operaatio, kuorman massasta huolimatta, edistää väsymisestä aiheutuneiden säröjen kasvua Pålmgrenin ja Minerin kumulatiivisen vaurioteorian mukaan (Schijve 2009, 298; Koneenosien suunnittelu 1997, 55) Vaunua käytetään tasaisella varastoalueella pienillä ajonopeuksilla, joten ajamisesta aiheutuvia rasituksia ei otettu huomioon.

Vaunun käyttöikäksi laskettiin viisi päivää viikossa, 52 viikkoa vuodessa 40 vuoden ajan. Vapaapäiviä ei siis otettu huomioon. Laskennassa arvioitiin vaunulla tehtävän 20 nostoa päivässä maksimikuormituksella ja 100 nostoa puolella maksimikuormituksesta. Maksimikuormalla tehtäviä nostoja saatiin $n_1 = 208\,000$ ja puolella maksimikuormituksesta $n_2 = 1\,040\,000$. Laskenta on nähtävissä liitteen 2 sivulla 1. Reilulla käyttöikäarviollla väsymistarkasteluun saadaan tarpeellista varmuuskerrointa, eikä 40 vuoden käyttöikä ole vaunun hyvän huollettavuuden ja standardiosien vuoksi mahdoton arvio.

Kuormitusyykli jäävät väsymisilmiön kannalta melko pieniksi, joten vaunun teräsrakenteessa voidaan hyödyntää äärelliseen kestoikään perustuvaa mitoituslaskentaa. Ikuisen kestämissen periaatteella mitoitettu rakenteesta olisi tullut painavampi ja se olisi vaatinut enemmän suunnittelutyötä. Väsymistarkastelu tehtiin telirakenteen kriittisimpiin kohtiin, joihin kohdistui suurin jännitys. Tällaisia kohtia olivat telin kotelopalkin vaakalevyt, niiden pienahitsausseamit sekä kulmarakenteen vinoon hitsatun pohjalevyn hitsiseamit (kuva 23).

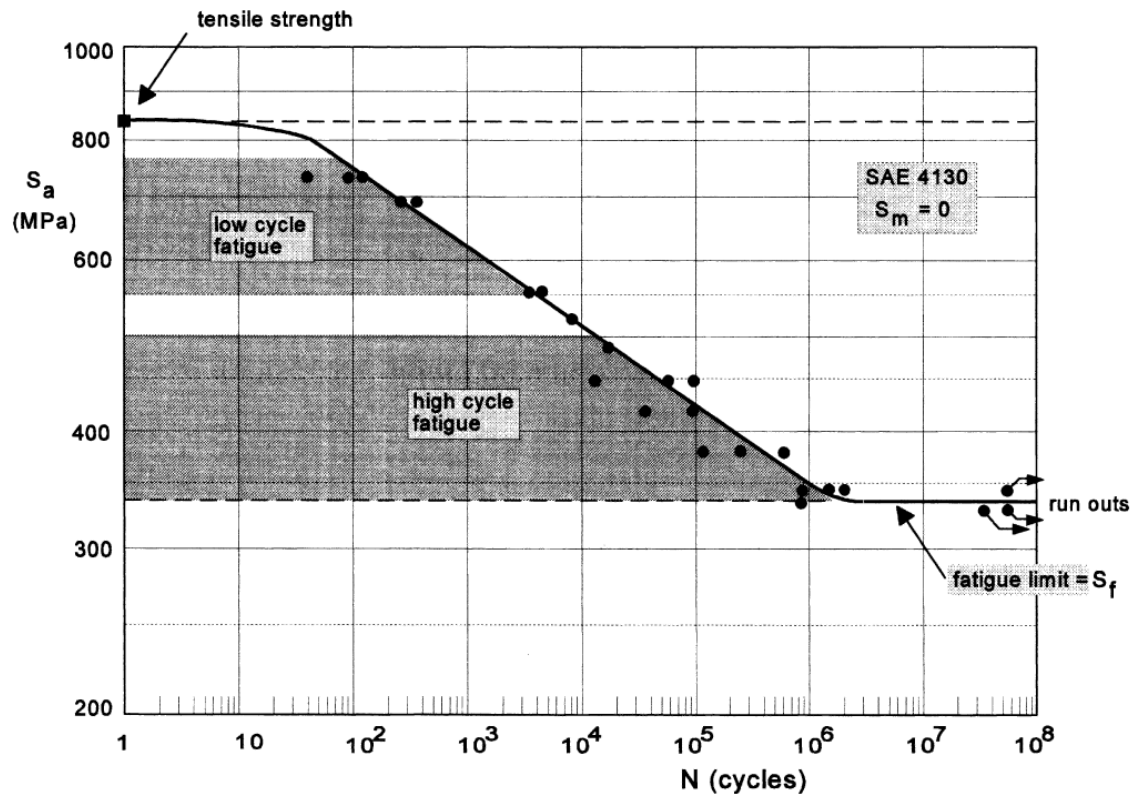


KUVA 23. Väsymistarkastelun yksityiskohdat

Vaunun teräsrakennetta koskevaa standardia ei löydetty, joten mitoituksessa hyödynnettiin useita eri lähteitä. Ohutlevyn väsymistarkastelussa käytettiin koneenosien suunnittelu (1997) ja Salmin Lujuusoppi (2010) -kirjoja. Hot spot -tarkastelussa pohjana käytettiin eurokoodi 3 standardia (SFS 1993-1-9 2008), jonka tukimateriaalina käytettiin teräsrakenneyhdistyksen Eurokoodi 3 -oppikirjaa (Kai-tila 2014). Edistyneisempiä tarkastelukeinoja varten käytettiin A.F. Hobbache-
rin Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components (2016) -kirjaa.

6.1 Rungon vaakalevy

Rungon vaakalevy mitoitettiin käyttäen väsymisrajaan perustuvaa menetelmää, jossa rakenneosan jännitys pidetään väsymisrajan alapuolella. Väsymislujuusarvolla tarkoitetaan jännityksen arvoa, jonka alapuolella rakenteen oletetaan kestävän ikuisesti. Väsymistä voidaan havainnollistaa Wöhler-käyrällä, josta nähdään koesauvan kestoikä kuormituksen jännityksen suhteen. Kuviossa (13) nähdään väsymisraja kuvattuna englanniksi nimellä fatigue limit. Rakenteen oletetaan kestävän ikuisesti, jos siihen kohdistuva jännitys ei ylitä materiaalin väsymislujuutta.



KUVIO 13. Esimerkki Wöhler-käyrästä (Schijve 2009)

Väsymislujuusarvot ovat ilmoitettu sileäpintaisille koesauvoille, joiden halkaisijat vaihtelevat (5 – 20) mm välillä. Koesauvojen vetokokeet eivät kuitenkaan vastaa rakenteen todellista muotoa, pinnankarheutta ja rasitusta. Nämä seikat otetaan väsymisrajan mitoituksessa huomioon erilaisilla varmuuskertoimilla, joista tärkeimmät ovat:

- Pinnanlaadun kerroin
- Kokokerroin
- Luotettavuuskerroin
- Lämpötilakerroin
- Jännityshuippukerroin

Yleensä laskennassa otetaan huomioon pinnanlaadun ja kappaleen koon varmuuskertoimet. (Koneenosien suunnittelu 1997, 29.)

Väsymistarkastelussa huomioitiin pinnanlaadun kerroin ja levyjen kokokerroin. Kuormituksen luonteesta ei ollut tarpeeksi tietoa, jotta luotettavuuskerrointa olisi

voitu hyödyntää. Tätä varten olisi pitänyt tietää rakenteen rasitus- ja lujuusjakaumat (Koneenosien suunnittelu 1997, 32). Lämpötilakerrointa ei tarvinnut ottaa huomioon, sillä vaunuun ei kohdistu suuria yli 100 °C lämpötiloja (Koneenosien suunnittelu 1997, 35). Materiaalin pinnanlaadun karheudeksi arvioitiin $R_a = 25 \mu\text{m}$ ja materiaalin vetolujuus oli $R_m = 500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Pinnanlaadun kertoimeksi saatiin taulukon perusteella $k_1 = 0,75$ (Koneenosien suunnittelu 1997, 30). Rakenteosan kokokertoimeksi saatiin $k_2 = 0.9$ suorakaidepoikkipintaisen sauvan taivutuksella (Koneenosien suunnittelu 1997, 31).

Väsymislujuus laskettiin Koneenosien suunnittelun (1997) sivun 29 kaavalla 1.6-1. Kaavassa (1) koesauvan väsymislujuus σ_{D0} on kerrottu käytettävillä kertoimilla k_i .

$$\sigma_D = \prod_i k_i \cdot \sigma_{D0} \quad (1)$$

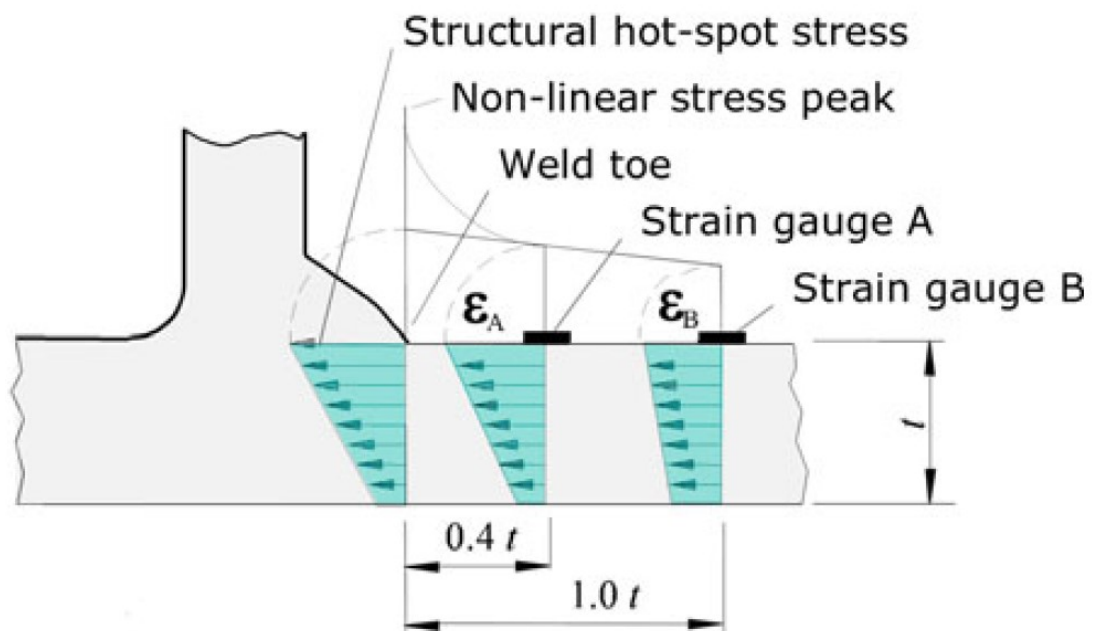
Levyjen väsymislujuudeksi saatiin $\sigma_D = 136,417 \text{ MPa}$, levyihin kohdistuva jännitys FE-analyysin perusteella on noin 80 MPa, eli voidaan todeta levyjen olevan mitoitettu ikuiseen kestoikään. Laskenta on nähtävissä liitteen 2 sivulla 1.

6.2 Rungon pienahitsit

Hitsausseamat ovat erityisen herkkiä väsymisilmiölle niiden muodostamien epäjatkuvuuskohtien ja valmistusmenetelmien takia. Rakenteen epäjatkuvuuskohtiin kohdistuu helposti haitallisia jännityshuippuja. Hitsausvirheet voivat johtaa sauman sisäisten säröjen ydintymiseen, jotka alkavat kasvamaan heti toistuvassa kuormituksessa. Hitsausseaman epätasainen pinnankarheus ja vaihteleva muoto kiihdyttävät myös säröjen syntymistä. Näitä ilmiöitä pyritään eliminoimaan hitsausseaman laatutarkkailulla, valmistusmenetelmien kehittämisellä ja erilaisilla sauman pintakäsittelyillä. (Koneenosien suunnittelu 1997, 276.)

Telirakenteen pienahitsin väsymistarkastelu laskettiin hot spot -menetelmällä käyttäen Minerin vaurioperiaatetta. Hitsausseaman aiheuttamaan epäjatkuvuus-

kohtaan muodostuu epälineaarinen lovijännitys, jota ei voida selvittää tarkasti lineaarisella FE-analyysillä. Hitsausseaman rajaviivaan kohdistuvan rakenteellisen pääjännityksen selvittämiseen voidaan hyödyntää ekstrapolointia. Hitsin rajapinnalta valitaan sopiville etäisyyksille mittapisteet, joiden jännitykset voidaan mitata FE-analyysillä. Näistä lineaariselle alueelle sijoitetuista kriittisistä pisteistä mitatut jännitykset ekstrapoloidaan hitsausseaman rajaviivalle. Kuviossa (14) nähdään ekstrapoloinnin mittapisteet ja rakenteeseen kohdistuvat jännitykset. Kuvion (14) muuttuja t on levyn paksuus. (Koneenosien suunnittelu 1997, 285.)



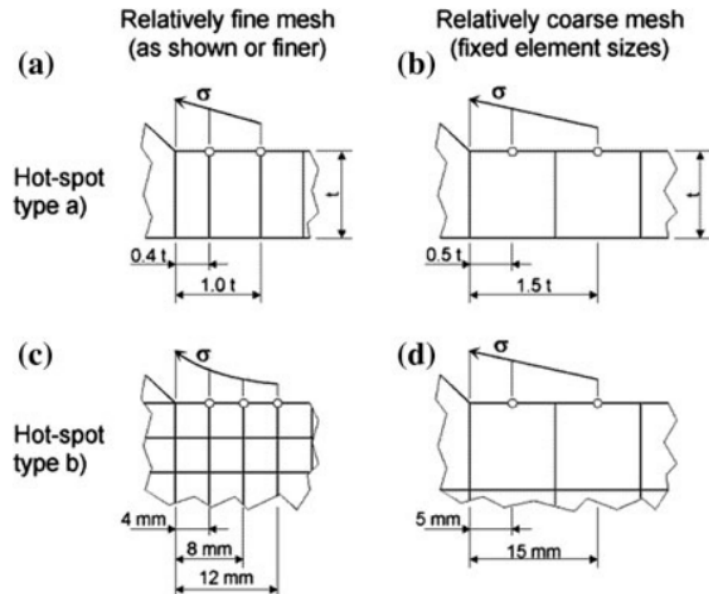
KUVIO 14. Ekstrapoloinnin mittapisteet rakenteellisen hot spot -jännityksen laskemiseksi (Niemi 2018)

Pienahitsin väsymistarkastelun pohjana käytettiin Eurokoodi 3 standardia (SFS 1993-1-9 2008). Apuna laskennassa käytettiin Eurocode 3 -oppikirjan sivun 157 toista laskentaesimerkkiä (Kaitila 2014, 157). Laskennassa hyödynnettiin myös Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components -teosta (Hobbacher 2016). Laskenta on nähtävissä liitteen 2 sivuilla 1 ja 2.

Pienahitsin väsymistarkastelu aloitettiin selvittämällä mittapisteiden jännitykset ekstrapolointia varten. FE-analyysissä käytettiin samoja reunaehtoja kuin staattisessa tarkastelussa, ainoina muutoksina verkotusta tihennettiin pienahitsin rajapinnalla ja rakenteen omapainon vaikutus jätettiin huomioimatta. Omapainoa ei huomioitu, sillä rakenteesta haluttiin selvittää ainoastaan kuorman aiheuttama

jännitysvaihteluväli. Suositeltu verkon elementtien koko voitiin lukea kuvioiden (15) ja (16) avulla. Aluksi kuviosta (15) luettiin laskentaa kuvaava tapaus.

Fig. 2.14 Reference points at different types of meshing. Stress type “a” (a, b), type “b” (c, d)



KUVIO 15. IIW taulukko 2.14 verkotussuositukset (Hobbacher 2016)

Kuvion (15) tapaus (a) vastaa laskentaa mittapisteiden etäisyyksien ja verkotuksen tyypin kannalta. Seuraavaksi suositeltu elementtien koko voitiin tarkistaa kuviosta (16), josta valittiin a-tyypin tiheä verkotus.

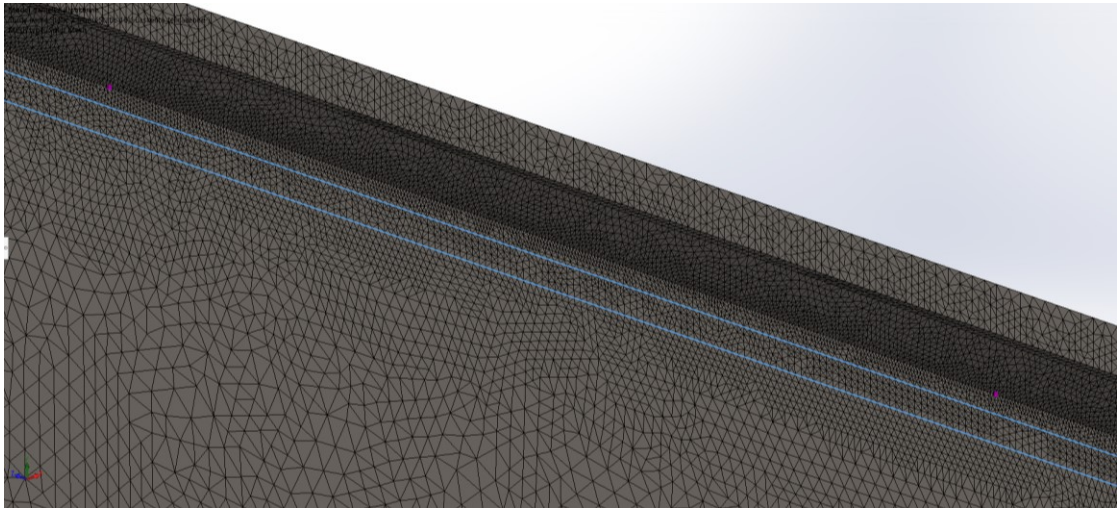
Table 2.3 Recommended meshing and extrapolation (see also Fig. 2.14)

Type of model and weld toe		Relatively coarse models		Relatively fine models	
		Type a	Type b	Type a	Type b
Element size	Shells	$t \times t$ $\max t \times w/2^a$	$10 \times 10 \text{ mm}$	$\leq 0.4 t \times t$ or $\leq 0.4 t \times w/2$	$\leq 4 \times 4 \text{ mm}$
	Solids	$t \times t$ $\max t \times w$	$10 \times 10 \text{ mm}$	$\leq 0.4 t \times t$ or $\leq 0.4 t \times w/2$	$\leq 4 \times 4 \text{ mm}$

KUVIO 16. IIW taulukko 2.3 verkotuksen tiheyssuosituks (Hobbacher 2016)

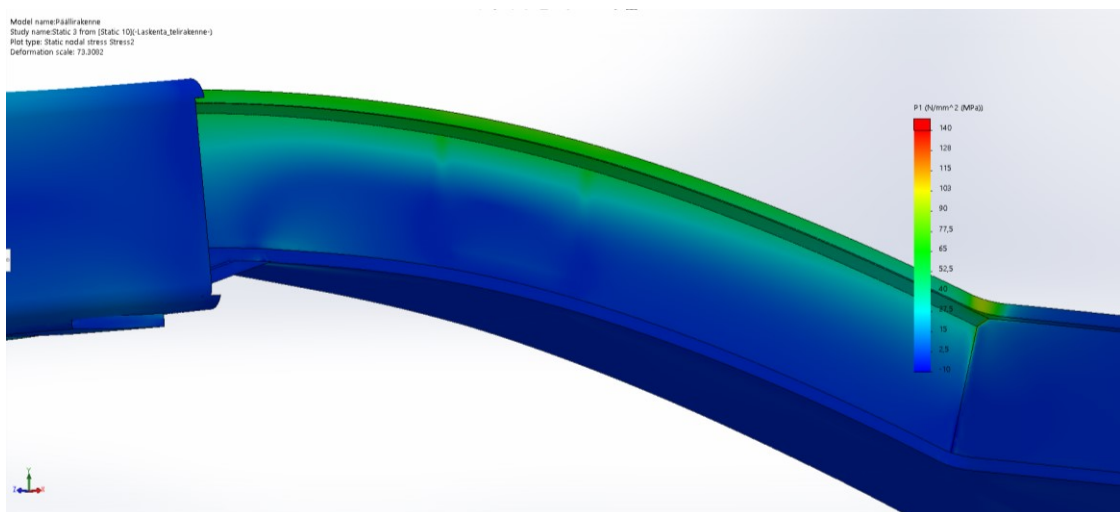
Suurin suositeltu verkotuksen elementtien koko oli enintään 0,4 kertainen levyn paksuuteen nähden. FE-analyysin nopean laskenta-ajan ansiosta voitiin kuitenkin käyttää tiheämpää verkotusta tarkempien laskentatuloksien saamiseksi. Verkotuksen elementtien kooksi asetettiin hitsin rajapinnalla 2,0 mm ja kasvusuhte

rajoitettiin 1,2 kertaiseksi. Pienahitsin rajapinnan viereen piirrettiin vielä mittaviivat kuvion (14) osoittamille etäisyyksille. Kuvassa (24) sinisellä merkittyjen mittaviivojen avulla voitiin mitata kriittisiin pisteisiin kohdistuvat maksimijännitykset.



KUVA 24. Hot spot -analyysin mittaviivat ja mallin verkotus

FE-analyysin tulokset tuli lukea suurimmasta pääjännityksestä, joka tässä tapauksessa oli ensimmäinen pääjännitys (kuva 25).



KUVA 25. Pienahitsausseaman FE-analyysin ensimmäinen pääjännitys

Kriittisten pisteiden maksimijännitykset analysoitiin piirretyiltä mittaviivoilta. Ensimmäisen mittaviivan suurin jännitys oli 66 MPa ja toisen mittaviivan suurin jän-

nitys oli 59 MPa. Pienahitsin hot spot -jännitys σ_{hs} voitiin nyt laskea ekstrapoloimalla sijoittaen mittaviivojen maksimijännitykset x_1 ja x_2 kaavaan (2). (Hobbacher 2016)

$$\sigma_{hs} = 1,67 \cdot x_1 - 0,67 \cdot x_2 \quad (2)$$

Pienahitsin hot spot -jännitykseksi saatiin $\sigma_{hs} = 70,69$ MPa. Seuraavaksi voitiin siirtyä murtumista vastaavan käyttöiän laskentaan.

Mitoituksessa ainesosavarmuusluku luettiin Eurokoodi 3 -standardin taulukosta 3.1. Taulukosta valittiin varman kestämissen periaate ja suuret vaurion seuraukset, jotka antoivat ainesosavarmuusluvuksi $\gamma_{Mf} = 1.35$. Käytetty väsymisluokka valittiin eurokoodi standardin taulukosta 8.2, jossa kohta viisi vastaa kyseistä rakennetta: "Käsivaraisesti hitsatut piena- tai päittäishitsit." (SFS 1993-1-9 2008, 11.)

Väsymisluokaksi luettiin $\Delta\sigma_c = 100$ MPa. Väsymisluokka kuvailee väsymislujuutta kahden miljoonan jännityssyklin kohdalla. Erilaisille rakenteille on määritetty väsymisluokkia väsytykokeiden perusteella. (SFS 1993-1-9 2008, 15). Koon vaikutukset huomioon ottavaa väsymislujuuden pienennystekijää ei tarvinnut ottaa huomioon pienahitsausseamassa (SFS 1993-1-9 2008, 21).

Seuraavaksi voitiin laskea murtumista vastaavat käyttöiät eri kuormituksille. Käyttöiällä tarkoitetaan hetkeä, jolloin pienahitsin oletetaan laskennan perusteella murtuvan. Laskennassa käytettiin Eurokoodi 3 -standardin sivun 36 kohdan A.5 laskentatapaa (SFS 1993-1-9 2008, 36). Täydellä kuormituksella murtumista vastaava käyttöikä oli $N_{R1} = 2,301 \cdot 10^6$, eli 2,3 miljoonaa kuormitus sykliä. Puolikkaalla kuormituksella käyttöikä oli $N_{R2} = 1,841 \cdot 10^7$, eli 18 miljoonaa kuormitus sykliä.

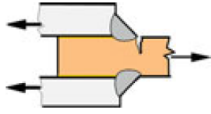
Lopuksi laskettiin kuormitusten vauriosumma Eurokoodi 3 -standardin sivun 38 f kohdan kaavalla (SFS 1993-1-9 2008, 38). Suunnitellun käyttöiän aikaisen murtumahetken arvoksi saatiin $D_d = 0,147$. Palmgrenin ja Minerin kumulatiivisen vaurioteorian suhteellisen vaurioasteen murtumahetki vaihtelee välillä 0,7 – 2,2. Yleensä käytetään arvoa 1, mikäli tarkempaa tietoa tapauskohtaisesta arvosta ei

ole. Pienahitsausseaman voidaan siis olettaa kestävän hyvin sen suunniteltu käyttöikä. Minerin yhtälönäkin tunnettu teoria on hyvin epätarkka, joten vaunulla tehtävien nostojen lukumäärä on arvioitu moninkertaiseksi todellisista nostoista. (Koneenosien suunnittelu 1997, 55.)

6.3 Pohjalevyn hitsausseama

Laskennassa käytettiin samoja laskuperiaatteita ja lähteitä, kuin rungon pienahitsien tarkastelussa. Kulmaan hitsatun levyn väsymistarkastelussa haasteeksi muodostui taulukoidun väsymisluokan puuttuminen. Taulukoitua väsymisluokkaa rakenteelle ei löytynyt, sillä pohjalevy on hitsattu telirakenteen runkoon loivassa kulmassa, eikä saman suuntaisesti tai kohtisuorasti. Väsymistarkastelussa käytettiin tarkennettua väsymisluokkaa, jonka avulla väsymisluokka voidaan määrittää rakenteelle, jolle ei ole valmiiksi taulukoitua arvoa.

Tarkennetun väsymisluokan laskemiseksi valittiin aluksi taulukoitu tapaus, joka vastaa kulmaan hitsattua levyä mahdollisimman tarkasti. Parhaiten tapausta edustavaksi tapaukseksi valittiin Hobbacherin Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components (2016) -kirjan taulukon 3.3 kohta 7 (kuvio 17). Taulukkotapauksessa on kaksi samansuuntaisesti asemoitua levyä, jotka on hitsattu kuormaa kantavilla pienahitseillä.

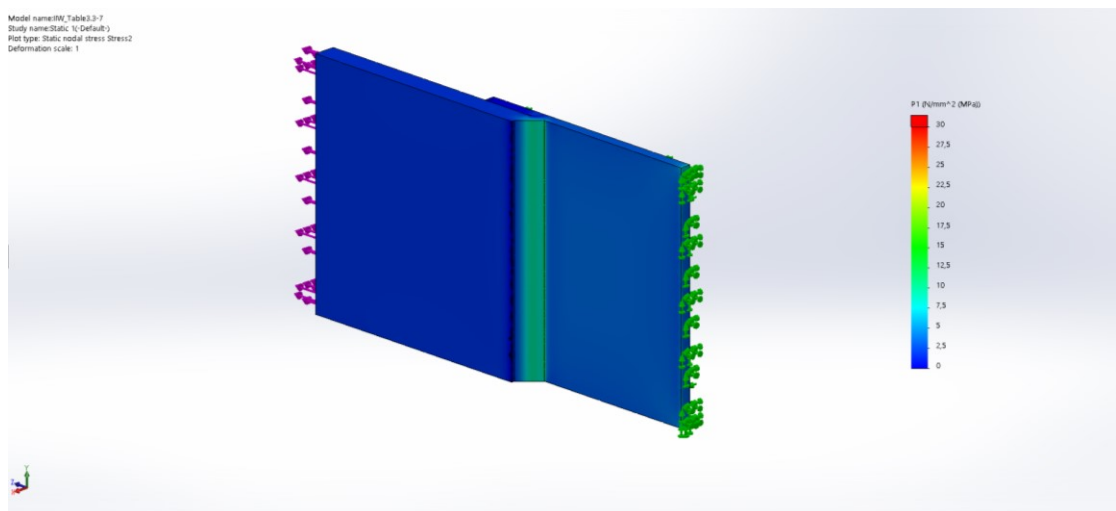
7		Lap joint with load carrying fillet welds	Fillet welds, as welded	90	36
---	---	---	-------------------------	----	----

KUVIO 17. IIW taulukko 3.3 kohta 7 (Hobbacher 2016)

Taulukoitu tapaus ei edusta kuormitukseltaan vaunun teräsrakenteen kulmaan hitsattua levyä, johon kohdistuu monimutkaisempi kuormitus. Taulukoidussa tapauksessa hitsattuihin levyihin kohdistuu kuitenkin vetoa, joka on epäoptimaalisin hitsausseamaan kohdistuva voima väsymisen kannalta (Terva 2016). Taulukoitu tapaus ei siis ole ainakaan liian optimistinen väsymistarkastelun kannalta.

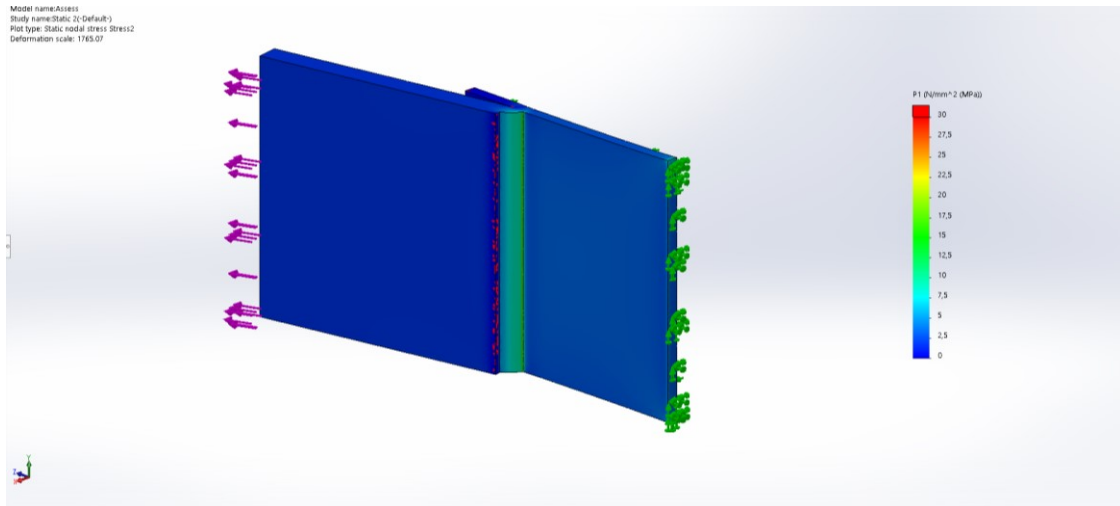
Seuraavaksi taulukoitua tapausta verrataan analysoitavaan rakenteeseen hot spot -menetelmän avulla. Mallien verkotuksessa käytettiin kuvion (15) a-kohdan ekstrapoloinnin referenssipisteitä ja verkotuksen tiheyttä. Verkotuksen suositeltu tiheys voitiin lukea kuviosta (16), josta valittiin a-tyyppin tiheä verkotus. Mallit asetettiin kiinteiksi keskimmäisen levyn ulommalta pinnalta, joka näkyy vihreillä nuolilla merkattuna kuvassa (26). Hitsatun levyn toiseen päähän kohdistettiin veto-voima, joka näkyy kuvissa liloina nuolina. Vetovoiman suuruudella ei ollut suurta merkitystä, sillä laskennassa vertailtiin tapausten välisten jännityksien suhdetta. Lopuksi koko malli peilattiin symmetriatason suhteen laskennan keventämiseksi.

FE-analyysin avulla voitiin määritellä hot spot -jännitys taulukkotapaukselle (kuva 26) ja tarkasteltavalle tapaukselle (kuva 27) vertailua varten. Hot spot -jännityksen mittaustulokset otettiin suurimmasta pääjännityksestä, tässä tapauksessa ensimmäisestä pääjännityksestä.



KUVA 26. Taulukkotapauksen ensimmäinen pääjännitys

Kriittisten pisteiden maksimijännitykset analysoitiin mittaviivoilta. Taulukkotapauksen ensimmäisen mittaviivan maksimijännitys oli $x_{1_{ref}} = 4,34$ MPa ja toisen mittaviivan maksimijännitys oli $x_{2_{ref}} = 4,62$ MPa.



KUVA 27. Kulmaan hitsatun levyn ensimmäinen pääjännitys

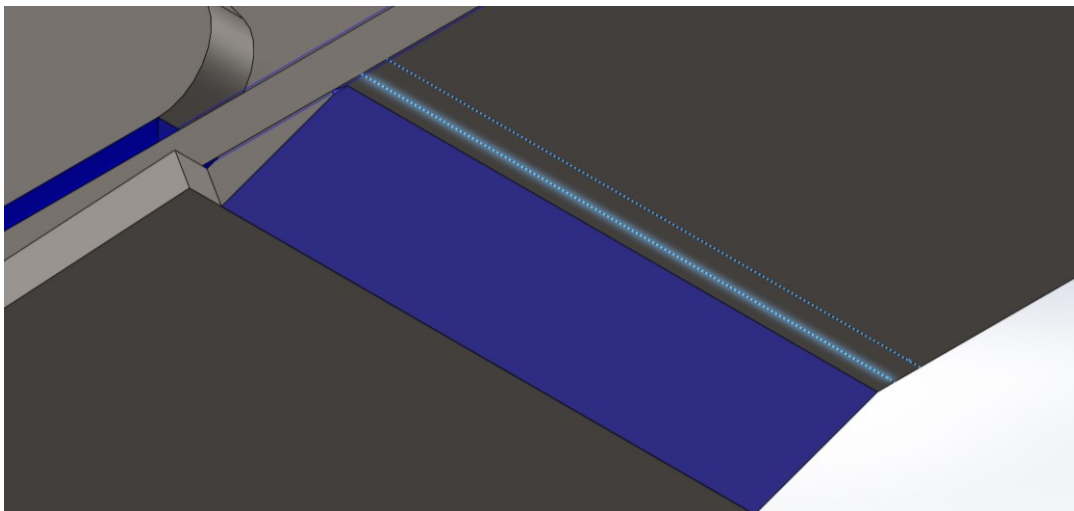
Kulmaan hitsatun levyn ensimmäisen mittaviivan maksimijännitys oli $x_{1_assess} = 3,95$ MPa ja toisen mittaviivan maksimijännitys oli $x_{2_assess} = 4,27$ MPa. Jännitykset olivat hieman pienempiä verrattuna taulukkotapaukseen.

Seuraavaksi laskettiin ekstrapoloidut jännitykset hitsin rajapintaan. Taulukkotapauksen hot spot -jännitykseksi saatiin $\sigma_{hs_ref} = 4,152$ MPa. Kulmaan hitsatun levyn hot spot -jännitykseksi saatiin $\sigma_{hs_assess} = 3,736$ MPa. Jännitysten perusteella voitiin laskea tarkennettu väsymislukka kaavalla (3). Kaavassa muuttuja FAT_{ref} on taulukoidun vertailutapauksen väsymislukka.

$$FAT_{assess} = \frac{\sigma_{hs_ref}}{\sigma_{hs_assess}} \cdot FAT_{ref} \quad (3)$$

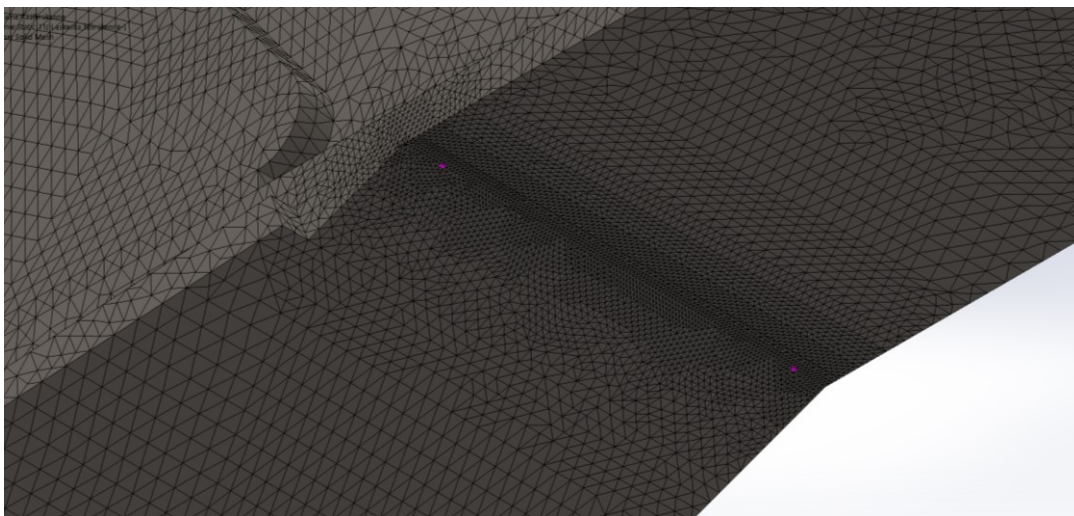
Tarkennetuksi väsymislukaksi saatiin $FAT_{assess} = 100,042$ MPa. Kulmaan hitsatun levyn pienahitsisauma on siis hieman kestävämpi verrattuna taulukoituun tapaukseen.

Tarkennetun väsymislukkan selvittämisen jälkeen voitiin tehdä varsinaisen rakenteen hitsausauman hot spot -analyysi. Analyysiä varten malliin muodostettiin kaksi poikittaista viivaa kuvion (15) esittämille ekstrapoloitaville etäisyyksille hitsisauman reunasta (kuva 28).



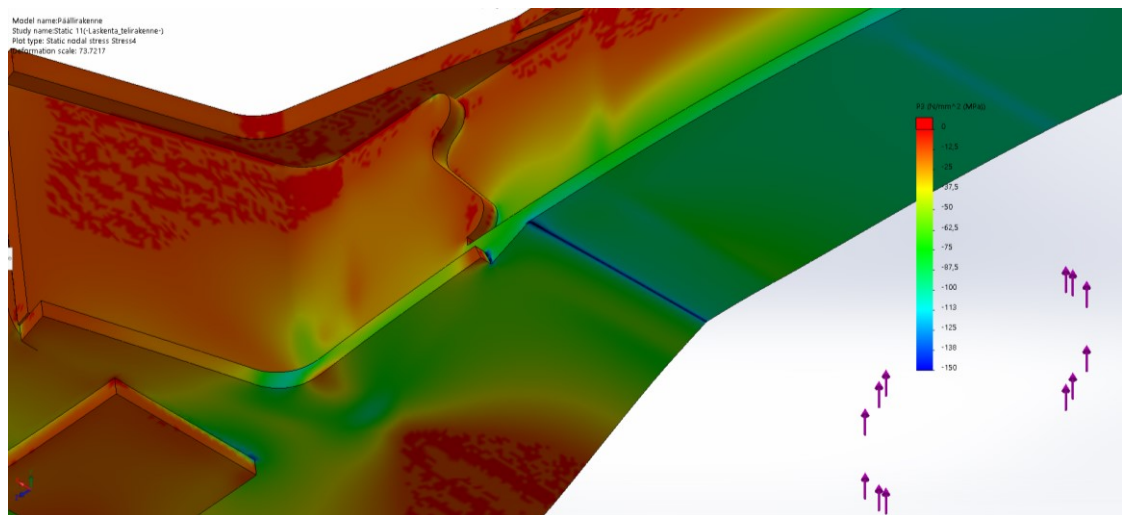
KUVA 28. Pohjalevyn hitsaussauman hot spot -analyysin mittaviivat

FE-analyysissa käytettiin samoja reunaehtoja, kuin pienahitsin hot spot -jännityksen FE-analyysissa. Mallin verkotus luotiin kuvion (16) ohjearvoa tiheämmillä arvoilla (kuva 29). Verkotuksen elementtien kooksi asetettiin 2,0 mm nopean las-
kenta-ajan vuoksi.



KUVA 29. Tihennetty verkotus analysoitavalla alueella

FE-analyysin tulokset luettiin suurimmasta pääjännityksestä, joka oli tässä tapauksessa kolmas pääjännitys (kuva 30).



KUVA 30. Pohjalevyn hitsaussauman FE-analyysin kolmas pääjännitys

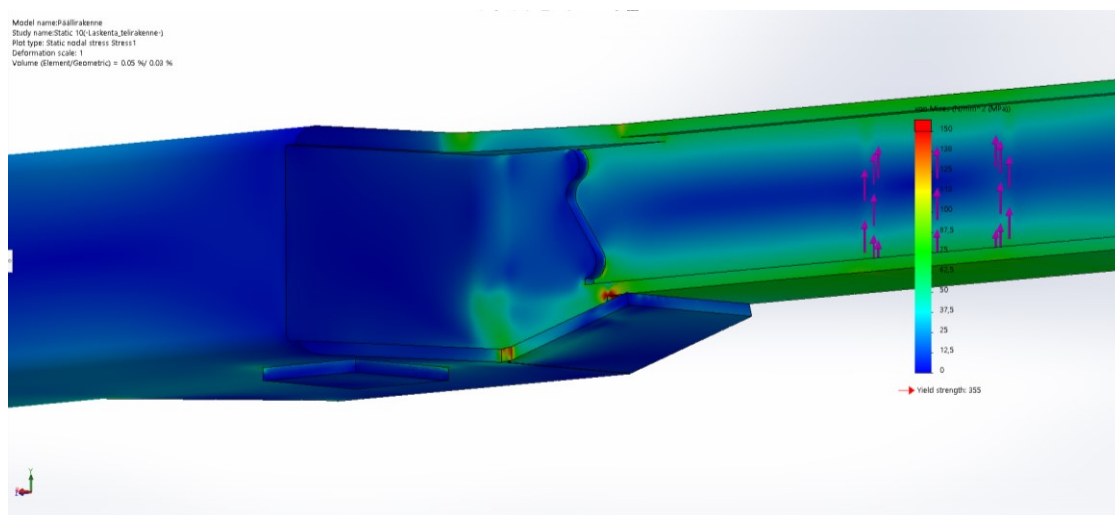
Kriittisten pisteiden jännitykset luettiin mittaviivojen korkeimmista jännityksistä. Ensimmäisen mittaviivan suurin jännitys oli $x_{1K} = 103 \text{ MPa}$ ja toisen mittaviivan suurin jännitys oli $x_{2K} = 90,6 \text{ MPa}$. Hitsin hot spot -jännitys σ_{hs} voitiin nyt laskea ekstrapoloimalla sijoittaen mittaviivojen maksimijännitykset x_{1K} ja x_{2K} kaavaan (2). Hot spot -jännitykseksi saatiin $\sigma_{hsK} = 111,308 \text{ MPa}$.

Seuraavaksi voitiin laskea murtumista vastaavat käyttöiät kuormituksille. Täydellä kuormituksella murtumista vastaava käyttöikä oli $N_{R1K} = 5,902 \cdot 10^5$, eli 590 000 kuormitus sykliä. Puolikkaalla kuormituksella käyttöikä oli $N_{R2K} = 4,722 \cdot 10^6$, eli 4,7 miljoonaa kuormitus sykliä. Lopuksi suunnitellun käyttöiän aikaiseksi murtumiseksi Minerin vaurioperiaatteella saatiin $D_{dK} = 0,573$, joten hitsisauman voidaan olettaa kestävän koko sen suunnitellun käyttöiän.

Pohjalevyn hitsisauman suunnitellun käyttöiän aikainen murtuma $D_{dK} = 0,573$ on huomattavasti suurempi kuin telirakenteen pienahitsillä $D_d = 0,147$. Rakenteen voidaan olettaa murtuvan ensimmäisenä pohjalevyn hitsisauman kohdalta.

Hitsisauman mahdollista murtumista tarkasteltiin vielä staattisella FE-analyysillä ja varmistettiin rakenteen kestävän turvallisesti hitsisauman murtuessa. Murtumatilanteessa jännityksen tulee jakautua muita rakenteita pitkin ylittämättä kuitenkaan rakenteen murtolujuutta. FE-analyysia varten mallista poistettiin pohjalevyn mallinnetut hitsisaumat. Tilanne on oikeaa hitsaussauman murtumistilan-

netta epäedullisempi, sillä murtumistilanteessa osa hitsausaumasta säilyy käyttökelpoisena. Pohjalevyn ja telin runkopalkin välille asetettiin no penetration -kontaktiehto. Kontaktin avulla runkopalkin vääntyessä kiinni pohjalevyyn laskenta ottaa huomioon levyjen välisen kontaktin. FE-analyysin tulokset nähtävissä kuvassa (31).



KUVA 31. Murtumistilanteen FE-analyysin von Mises -vertailujännitys

Suurimmat FE-analyysin pohjalta mitatut jännitykset olivat murtumatilanteessa 260 MPa luokkaa. Yhdessä rakenteen kulmassa havaittiin 350 MPa jännityspiikki. Rakenteen voidaan olettaa kestävän hitsisauman murtumistilanne maksimuormituksella hallitusti. Hitsisauman murtumisen riskiä voidaan pienentää huomattavasti tarkastamalla sauma vuosittain silmämääräisesti suurten makroskooppisten murtumien varalta. Säännöllisten tarkastuksien avulla voidaan estää mahdollinen murtuminen.

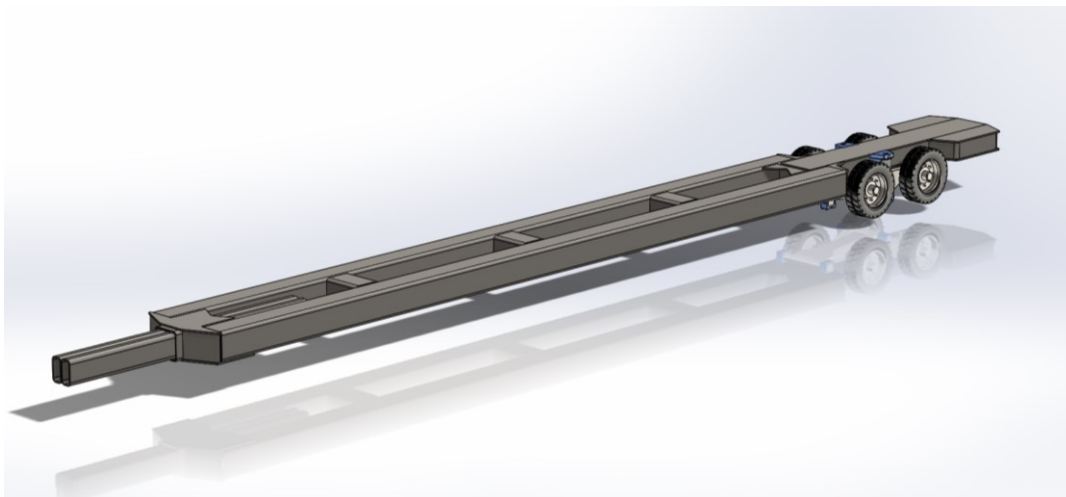
7 YHTEENVETO

Tämän opinnäytetyn tarkoituksena oli suunnitella nostosiirtovaunun teräsrakenne. Suunnittelutyö aloitettiin asettamalla rakenteen vaatimukset ja sitä koskevat määräykset. Runkopalkkien lujuuslaskennasta luotiin laskentapohja ja nostokapasiteettikuvaaja. Telirakenne suunniteltiin ja sen staattinen kestävyys varmistettiin FE-analyysillä. Työssä tarkasteltiin lyhyesti rakenteen valmistuksen huomioimista suunnittelutyössä. Lopuksi telirakenteen kriittisille kohdille tehtiin väsymistarkastelu.

Opinnäytetyön aikana havaittiin muutamia kehitysehdotuksia ja ideoita työn jatkamiselle. Väsymistarkastelua varten voitaisiin selvittää asiakkaan nykyisen nostosiirtovaunun kuormituskuvaaja, josta ilmenisi tehtyjen nostojen tiheys ja amplitudi. Näiden avulla voitaisiin tarkentaa vaunun kestoaikaa laskentaa. Hitsausaumojen rajapintojen jännitykset voitaisiin mitata valmiista vaunusta venymäliuskamittauksen avulla. Venymäliuskamittauksella voitaisiin tarkastella FE-analyysin tarkkuutta ja varmistua väsymislaskennan tuloksista.

Eri paksuisilla levyillä olisi voitu optimoida rakennetta valitsemalla levyjen paksuus FE-analyysien tuloksien perusteella. Valitsemalla ohuempia levyjä pienempien jännitysten alueille voitaisiin saavuttaa hyötyjä ja leikata kustannuksia. Ohuemmissa levyissä voitaisiin saavuttaa kevyempi rakenne ja suurempi hyötykuorman nostokapasiteetti. Ohuempi levyateriaali on myös ostohinnaltaan alhaisempi, tosin säästöt ovat verrattain pienet nostosiirtovaunun kokonaiskustannusten kannalta. Eri paksuiset levyt hankaloittavat hitsausta ja materiaalin hankintaa.

Opinnäytetyön tavoitteet täyttyivät ja työn tuloksena saatiin toteutuskelpoinen malli nostosiirtovaunun teräsrakenneesta (kuva 32). Rakenteen kestävyys on varmistettu lujuuslaskennan avulla ja vaunu on dokumentointia myöden valmis. Nostosiirtovaunuprojekti etenee vaunun valmistuksella Jawiko Oy:ssä.



KUVA 32. Nostosiirtovaunun teräsrakenne ja nostoteli

LÄHTEET

Ateworks. 2018. SOLIDWORKS FEA Dilemma: SOLID or SHELL Element? Luettu 27.5.2020. <https://blogs.solidworks.com/tech/2018/10/solidworks-fea-dilemma-solid-or-shell-element.html>

Cooperhandling. 2020. Translifters, Cassettes and SwapMover™. Luettu 18.5.2020. <https://www.cooperhandling.com/movella-move-heavy-cargo/>

Hobbacher, A.F. 2016. Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components. 2. Painos. Cham, Sveitsi: Springer Nature Switzerland AG.

Järvensivu, V. 2017. Lauttavaunun akseliston suunnittelu. Auto- ja kuljetustekniikan koulutusohjelma. Tampereen ammattikorkeakoulu. Opinnäytetyö.

Kaitila, O. 2014. Teräsrakenteiden suunnittelu ja mitoitus: Eurocode 3 -oppikirja. Helsinki: Teräsrakenneyhdistys

Koneenosien suunnittelu. 1997. 2. tarkistettu painos. Porvoo: WSOY

Movella. 2020. Heavy engineering workshops. Luettu 18.5.2020. <http://www.movella.fi/applications/heavy-engineering-workshops/>

Niemi, E. Wolfgang, F. Maddox, S. Structural Hot-Spot Stress Approach to Fatigue Analysis of Welded Components. 2. painos. Singapore: Springer Nature Singapore Pte Ltd

Salmi, T. Pajunen, S. 2010. Lujuusoppi. Tampere: Pressus

Schijve, J. 2009 Fatigue of Structures and Materials. 2. painos. The Netherlands: Springer

SFS-EN 10027-1. 2016. Terästen nimikejärjestelmät. Osa 1: Terästen nimikkeet. Helsinki: Suomen Standardoimisliitto SFS. Luettu 23.8.2019.

SFS-EN 10219-1. 2006. KYLMÄMUOVATUT HITSATUT SEOSTAMATTO-MISTA TERÄKSISTÄ JA HIENORAETERÄKSISTÄ VALMISTETUT RAKENNE-PUTKET. Helsinki: Suomen Standardoimisliitto SFS. Luettu 29.8.2019.

SFS-EN 1993-1-8. 2005. EUROCODE 3. TERÄSRAKENTEIDEN SUUNNITTELU. OSA 1-8: LIITOSTEN MITOITUS. Helsinki: Suomen Standardoimisliitto SFS. Luettu 23.8.2019.

SFS-EN 1993-1-9. 2008. EUROCODE 3: TERÄSRAKENTEIDEN SUUNNITTELU. OSA 1-9: VÄSYMINEN. Helsinki: Suomen Standardoimisliitto SFS. Luettu 23.3.2020.

SFS-EN ISO 12100. 2010. KONETURVALLISUUS. YLEISET SUUNNITTELU-PERIAATTEET, RISKIN ARVIOINTI JA RISKIN PIENENTÄMINEN. Helsinki: Suomen Standardoimisliitto SFS. Luettu 23.8.2019.

SSAB. 2020. Data sheet SSAB Domex Tube 355J2H 2020-01-03. Luettu 29.5.2020. <https://www.ssab.fi/api/sitecore/Datasheet/GetDocument?productid=A0D0CE5CF8C8448BBA350013F47522F5&language=en>

Tammertekniikka. 2015. Tekniikan kaavasto. 14. painos. Tampere: Amk-kustannus Oy

Terva, J. 2012. Kuluminen ja kulumiskestävyys. Suomen Hitsausteknillinen Yhdistys r.y. 1/2012, 24–26.

Toivonen, P. 2019. Olka-akselien suunnittelu nostosiirtovaunuun. Ajoneuvotekniikan koulutus. Tampereen ammattikorkeakoulu. Opinnäytetyö.

Valtanen, E. 2015. Tekniikan taulukkokirja. 22. painos. Jyväskylä: Genesis-Kirjat Oy

LIITTEET

Liite 1. Runkopalkkien laskentapohja

1 (12)

Palkkilaskelmapohja

Maksimi taivutusmomentti voidaan laskea kuormitustapauksien avulla.

Yleiset lähtöarvot:

Kuorman massa: $m_k := 16000\text{kg}$

Kuorman voima: $F_k := m_k \cdot g = 156.906\text{ kN}$

Kimmomoduli: $E := 210\text{GPa}$

Palkin korkeus: $H_1 := 350\text{mm}$

Sallittu jännitys: $\sigma_{\text{sall}} := 150\text{MPa}$

Sallittu taipuma: $f_m := 50\text{mm}$

Suorakaideputken
neliömomentti: $I_{\text{putki}} := 19407\text{cm}^4$

Kokonaispituus: $L_4 := 15\text{m}$

Peräylitys: $L_1 := 2\text{m}$

Kuorman sijainti: $L_2 := 6\text{m}$

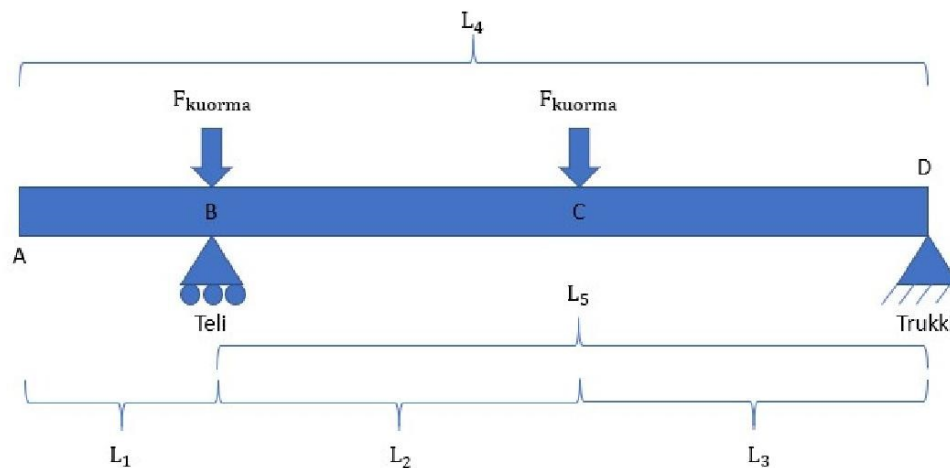
Kuorman sijainti: $L_3 := L_4 - L_1 - L_2 = 7\text{m}$

Telin etäisyys: $L_5 := L_2 + L_3 = 13\text{m}$

Trukin nostovoima: $F_{\text{trukki}} := 10000\text{kg} \cdot g = 98.067\text{ kN}$

Telin nostovoima: $F_{\text{teli}} := 16000\text{kg} \cdot g = 156.906\text{ kN}$

Kuormitustapaus 1: pistekuorma



Maksimi taivutusmomentti: $M_{\text{max}} := \frac{\frac{F_k}{2} \cdot L_5}{4} = 254.973\text{ kN}\cdot\text{m}$

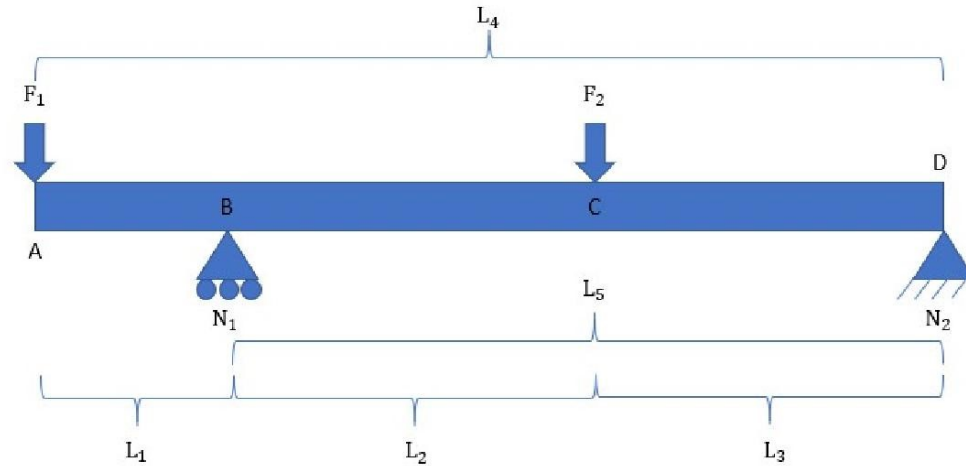
Vaadittu neliömomentti
maksimisirtymällä: $I_{1_fm} := \frac{\frac{F_k}{2} \cdot L_5^3}{48 \cdot E \cdot f_m} = 3.41987461 \times 10^4 \cdot \text{cm}^4$ $I_{1_fm} = 34199 \cdot \text{cm}^4$

Jatkuu

Vaadittu neliömomentti
sallitulla jännityksellä:

$$I_{1-\sigma} := \frac{|M_{\max}|}{\sigma_{\text{sall}}} \cdot \frac{H_1}{2} = 2,975 \times 10^4 \cdot \text{cm}^4 \quad I_{1-\sigma} = 29747 \cdot \text{cm}^4$$

Kuormitustapaus 2: kahteen pisteeseen jakautunut kuorma



Voimat: $F_1 := \frac{F_k}{2} = 78.453 \cdot \text{kN} \quad F_2 := F_1 = 78.453 \cdot \text{kN}$

Lasketaan tukireaktiot:

Momentti pisteessä A:

$$\Sigma M_D = 0 \quad F_2 \cdot L_3 - N_1 \cdot (L_3 + L_2) + F_1 \cdot L_4 = 0$$

$$N_1 := \frac{F_2 \cdot L_3 + F_1 \cdot L_4}{(L_3 + L_2)} = 132.767 \cdot \text{kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad -F_1 + N_1 - F_2 + N_2 = 0$$

$$N_2 := F_1 + F_2 - N_1 = 24.139 \cdot \text{kN}$$

Väli A-B:

Leikkausvoima:

$$\Sigma F_y = 0 \quad -F_1 - Q_B = 0 \quad Q_B := -F_1 = -78.453 \cdot \text{kN}$$

$$AB_x := \begin{pmatrix} 0 \\ L_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 2 \times 10^3 \end{pmatrix} \text{mm} \quad AB_y := \begin{pmatrix} Q_B \\ Q_B \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -78.453 \\ -78.453 \end{pmatrix} \text{kN}$$

Taivutusmomentti:

$$\Sigma M_B = 0 \quad M_B + F_1 \cdot L_1 = 0 \quad M_B := -F_1 \cdot L_1 = -156.906 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$MAB_y := \begin{pmatrix} 0 \\ M_B \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ -156.906 \end{pmatrix} \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Väli B-C:*Leikkausvoima:*

$$\Sigma F_y = 0 \quad -F_1 + N_1 - Q_C = 0 \quad Q_C := -F_1 + N_1 = 54.314 \text{ kN}$$

$$BC_x := \begin{pmatrix} L_1 \\ L_1 + L_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2 \times 10^3 \\ 8 \times 10^3 \end{pmatrix} \text{ mm} \quad BC_y := \begin{pmatrix} Q_C \\ Q_C \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 54.314 \\ 54.314 \end{pmatrix} \text{ kN}$$

Taivutusmomentti:

$$\Sigma M_C = 0 \quad M_C + F_1 \cdot (L_1 + L_2) - N_1 \cdot L_2 = 0 \quad M_C := -F_1 \cdot (L_1 + L_2) + N_1 \cdot L_2 = 168.976 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$MBC_y := \begin{pmatrix} M_B \\ M_C \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -156.906 \\ 168.976 \end{pmatrix} \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Väli C-D:*Leikkausvoima:*

$$\Sigma F_y = 0 \quad -F_1 + N_1 - F_2 - Q_D = 0 \quad Q_D := N_1 - F_1 - F_2 = -24.139 \text{ kN}$$

$$CD_x := \begin{pmatrix} L_1 + L_2 \\ L_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 8 \times 10^3 \\ 1.5 \times 10^4 \end{pmatrix} \text{ mm} \quad CD_y := \begin{pmatrix} Q_D \\ Q_D \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -24.139 \\ -24.139 \end{pmatrix} \text{ kN}$$

Taivutusmomentti:

$$\Sigma M_D = 0 \quad M_D + F_2 \cdot L_3 - N_1 \cdot (L_3 + L_2) + F_1 \cdot L_4 = 0$$

$$M_D := -F_2 \cdot L_3 + N_1 \cdot (L_3 + L_2) - F_1 \cdot L_4$$

$$MBD_y := \begin{pmatrix} M_C \\ M_D \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 168.976 \\ 0 \end{pmatrix} \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Vaadittu**neliömomentti****sallitulla jännityksellä:**

$$I_{2_\sigma} := \frac{|MBC_{y0}|}{\sigma_{sall}} \cdot \frac{H_1}{2} = 1.831 \times 10^{-4} \cdot \text{m}^4$$

$$I_{2_\sigma} = 18306 \cdot \text{cm}^4$$

Vaadittu neliömomentti maksimisiirtymällä:**Voima F1:**

$$\text{Maksimitaipuma:} \quad -f_m = \frac{F_1 \cdot L_1 \cdot (L_2 + L_3)^2}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I}$$

$$\text{Vaadittu neliömomentti F1:} \quad I_{2_fm_F1} := \frac{F_1 \cdot L_1 \cdot (L_2 + L_3)^2}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot -f_m} = -16201 \cdot \text{cm}^4$$

Voima F2:

$$\text{Vaadittu neliömomentti F2:} \quad I_{2_fm_F2} := \begin{cases} \frac{F_2 \cdot L_3 \cdot \sqrt{(L_2 + L_3)^2 - L_3^2}^3}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot f_m \cdot (L_2 + L_3)} & \text{if } L_2 > L_3 \\ \frac{F_2 \cdot L_2 \cdot \sqrt{(L_2 + L_3)^2 - L_2^2}^3}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot f_m \cdot (L_2 + L_3)} & \text{if } L_2 < L_3 \end{cases} \quad I_{2_fm_F2} = 33932 \cdot \text{cm}^4$$

4 (12)

Yhteenlaskentaperiaatteen avulla voimme laskea vaaditut neliömomentit yhteen:

Vaadittu

kokonaisneliömomentti: $I_{2_fm} := I_{2_fm_F1} + I_{2_fm_F2} = 17731 \cdot \text{cm}^4$

Lasketaan rajoittavaksi tekijäksi muodostuva neliömomentti:

$$I_{1_max} := \begin{cases} I_{1_σ} & \text{if } I_{1_σ} > I_{1_fm} \\ I_{1_fm} & \text{if } I_{1_fm} \geq I_{1_σ} \end{cases} = 34199 \cdot \text{cm}^4$$

$$I_{2_max} := \begin{cases} I_{2_σ} & \text{if } I_{2_σ} > I_{2_fm} \\ I_{2_fm} & \text{if } I_{2_fm} \geq I_{2_σ} \end{cases} = 18306 \cdot \text{cm}^4$$

$$I_{max} := \begin{cases} I_{1_max} & \text{if } I_{1_max} > I_{2_max} \\ I_{2_max} & \text{if } I_{2_max} \geq I_{1_max} \end{cases} = 34199 \cdot \text{cm}^4 \quad I_{max} = 3.42 \times 10^8 \text{ mm}^4$$

Tarvittava putkien

lukumäärä: $I_{lkm_tarkka} := \frac{I_{max}}{I_{putki}} = 1.762$

Pyöristetään seuraavaan

kokonaislukuun: $I_{lkm} := \text{trunc}(I_{lkm_tarkka}) + 1 = 2$

Rungon neliömomentti:

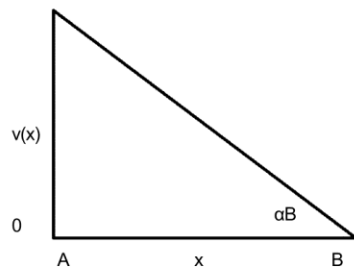
$$I_{runko} := I_{lkm} \cdot I_{putki} = 3.881 \times 10^8 \text{ mm}^4$$

Putkien

riittävyystarkastelu: $I_{tark} := I_{max} - I_{runko} = -4.615 \times 10^{-5} \cdot \text{m}^4$

$$I_{tarkastelu} := \begin{cases} \text{"Ei"} & \text{if } I_{tark} > 0 \\ \text{"Kyllä"} & \text{if } I_{tark} \leq 0 \end{cases}$$

Lasketaan Lujuusopin perusteet esimerkin 8.3.3 s.210 mukaan voiman F2 aiheuttama taipuma palkin L1 pätkällä.



Taipumaviiva F1:

$$x_1 := 0, 0.001 \text{ m} \dots L_4$$

$$ay(x_1) := \frac{F_1 \cdot L_1^3}{6 \cdot E \cdot I_{runko}} \left[\frac{2 \cdot (L_2 + L_3) \cdot [x_1 - (L_2 + L_3)]}{L_1^2} + 3 \cdot \left[\frac{[x_1 - (L_2 + L_3)]}{L_1} \right]^2 - \left[\frac{[x_1 - (L_2 + L_3)]}{L_1} \right]^3 \right]$$

5 (12)

$$v_{F1}(x_1) := \begin{cases} -\left[\frac{F_1 \cdot L_1 \cdot (L_2 + L_3)^2}{6 \cdot E \cdot I_{\text{runko}}} \cdot \left[\frac{x_1}{(L_2 + L_3)} - \left[\frac{x_1}{(L_2 + L_3)} \right]^3 \right] \right] & \text{if } 0 \leq x_1 \leq (L_2 + L_3) \\ ay(x_1) & \text{if } (L_2 + L_3) \leq x_1 \leq L_4 \end{cases}$$

Taipumaviiva F2:

$$v_{F2}(x_1) := \begin{cases} \frac{-F_2 \cdot L_2 \cdot L_3 \cdot [(L_2 + L_3) + L_3]}{6 \cdot E \cdot I_{\text{runko}} \cdot (L_2 + L_3)} \cdot [x_1 - (L_2 + L_3)] & \text{if } (L_2 + L_3) \leq x_1 \leq L_4 \\ \frac{F_2 \cdot L_2 \cdot L_3^2}{6 \cdot E \cdot I_{\text{runko}}} \cdot \left[\left[1 + \frac{(L_2 + L_3)}{L_3} \right] \cdot \frac{x_1}{(L_2 + L_3)} - \frac{x_1^3}{L_2 \cdot L_3 \cdot (L_2 + L_3)} \right] & \text{if } 0 \leq x_1 \leq L_3 \\ \frac{F_2 \cdot L_2^2 \cdot L_3}{6 \cdot E \cdot I_{\text{runko}}} \cdot \left[\left[1 + \frac{(L_2 + L_3)}{L_2} \right] \cdot \frac{(L_2 + L_3) - x_1}{(L_2 + L_3)} - \frac{[(L_2 + L_3) - x_1]^3}{L_2 \cdot L_3 \cdot (L_2 + L_3)} \right] & \text{if } L_3 \leq x_1 \leq (L_2 + L_3) \end{cases}$$

Yhdistetty taipumaviiva:

$$v_{F3}(x_1) := v_{F1}(x_1) + v_{F2}(x_1)$$

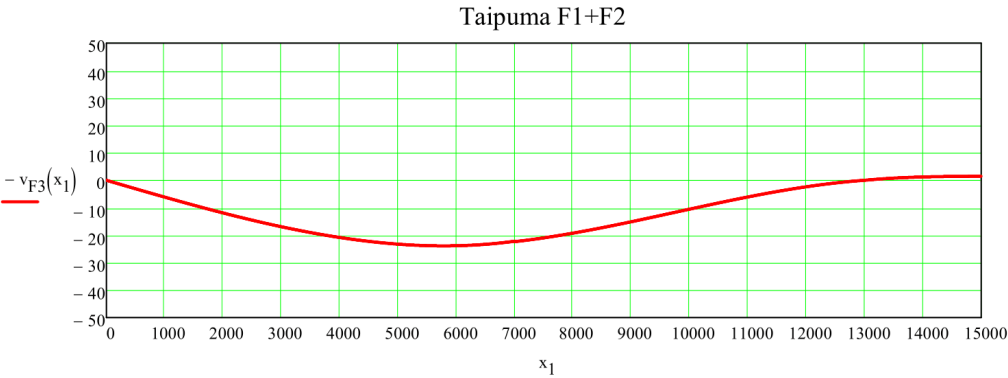
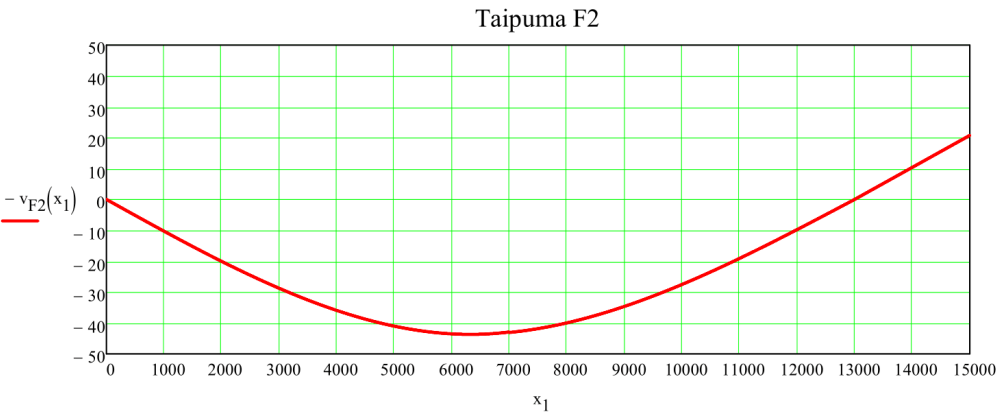
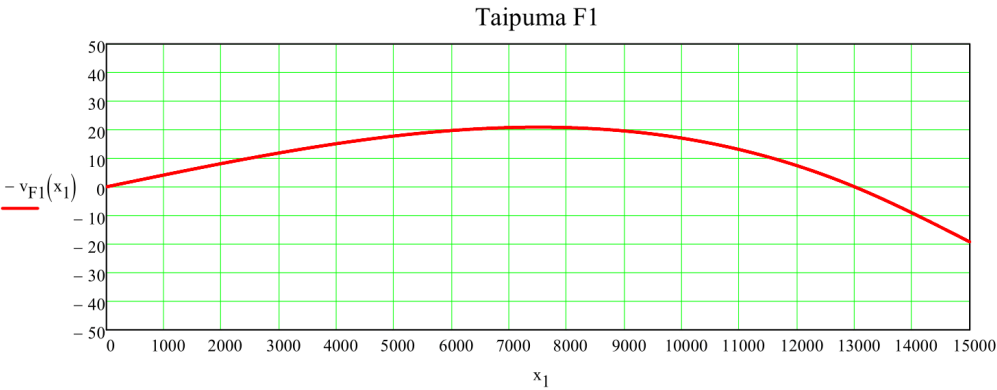
Tarvittava palkkien

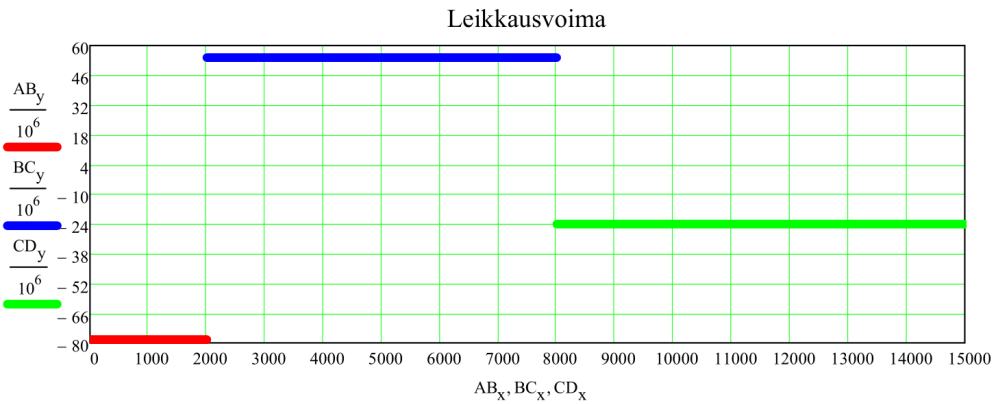
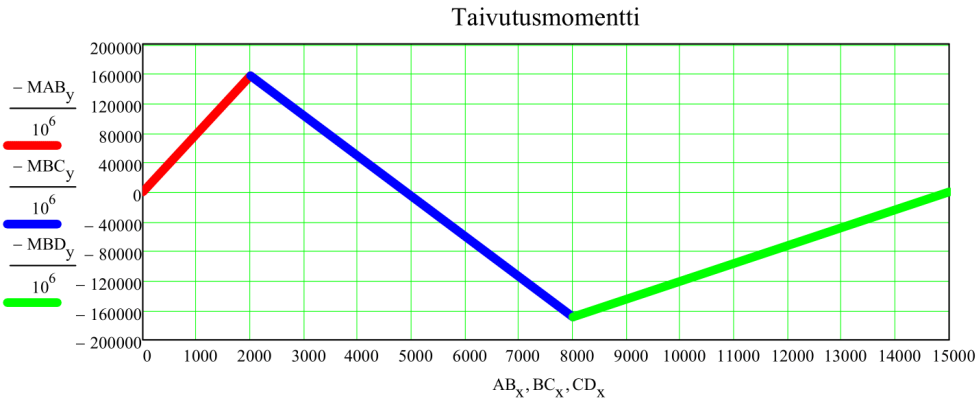
lukumäärä:

$$I_{\text{lkm}} = 2$$

Kestääkö runko?

$$I_{\text{tarkastelu}} = \text{"Kyllä"}$$



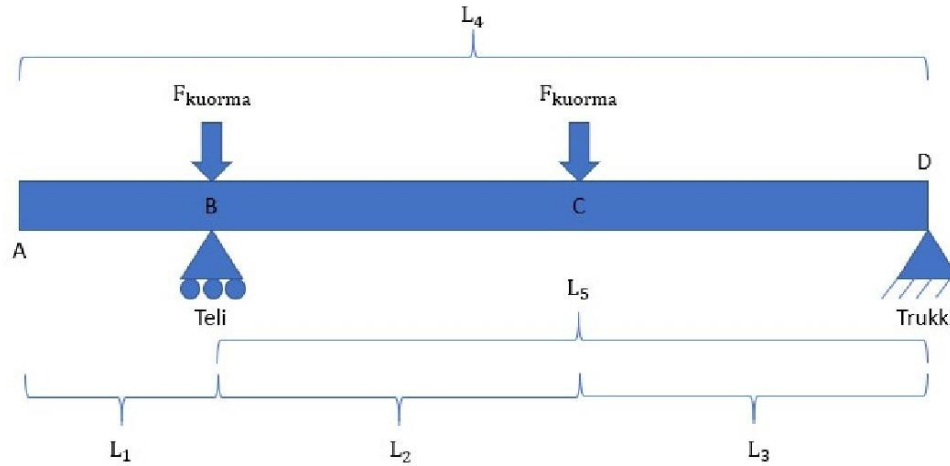


Kuormitusvertailu

	Kuormitustapaus 1:	Kuormitustapaus 2:
Salittu siirtymä:	$I_{1_fm} = 34199 \cdot \text{cm}^4$	$I_{2_fm} = 17731 \cdot \text{cm}^4$
Salittu jännitys:	$I_{1_\sigma} = 29747 \cdot \text{cm}^4$	$I_{2_\sigma} = 18306 \cdot \text{cm}^4$
Maksimikuormitus:		$I_{\max} = 34199 \cdot \text{cm}^4$
Lopullinen rungon neliömomentti:		$I_{\text{runko}} = 38814 \cdot \text{cm}^4$

Nostokapasiteetti pistekuormituksella

Kestävyyssrajoitteinen nostokapasiteetti



Kokonaispituus: $L_4 = 15 \cdot \text{m}$

Peräilytys: $L_1 = 2 \cdot \text{m}$

Kuorman sijainti: $L_2 = 6 \cdot \text{m}$

Kuorman sijainti: $L_3 = 7 \cdot \text{m}$

Telin etäisyys: $L_5 = 13 \cdot \text{m}$

Kestävyyssrajoitteinen nostokapasiteetti vaunun keskellä:

$$F_x := \frac{f_m \cdot 48 \cdot E \cdot I_{\text{runko}}}{L_5^3} = 89.041 \text{ kN} \quad \frac{F_x}{g} = 9080 \text{ kg}$$

Kuorman etäisyys teliltä: $L_2 := 0, 0.1 \text{ m} \dots 13 \text{ m}$

(Merkittään L2 muuttujaksi) $L_3(L_2) := L_4 - L_1 - L_2$

$$L_5(L_2) := L_2 + L_3(L_2)$$

Väli B-C:

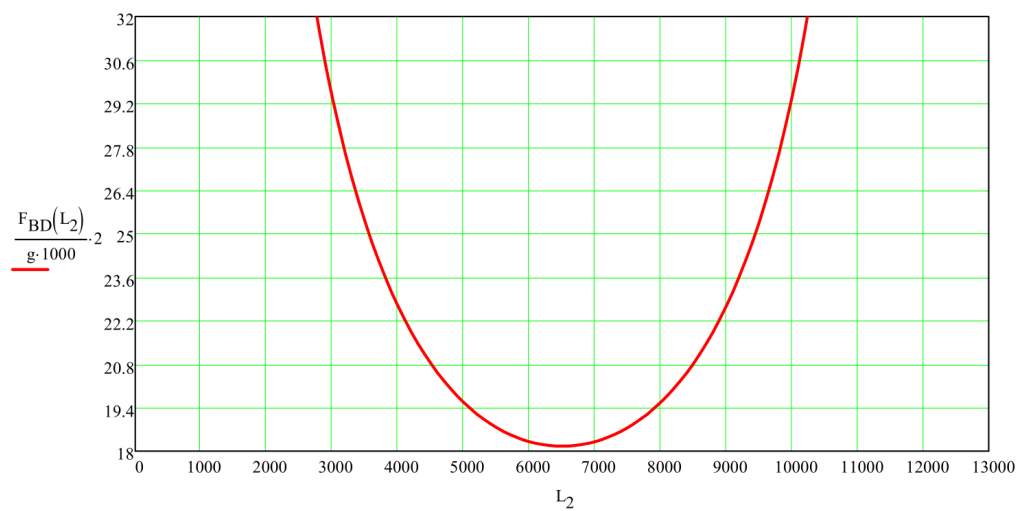
$$F_{BC}(L_2) := \frac{f_m \cdot 9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I_{\text{runko}} \cdot L_5(L_2)}{L_2 \cdot \sqrt{\left(L_5(L_2)^2 - L_2^2 \right)^3}}$$

Väli C-D:

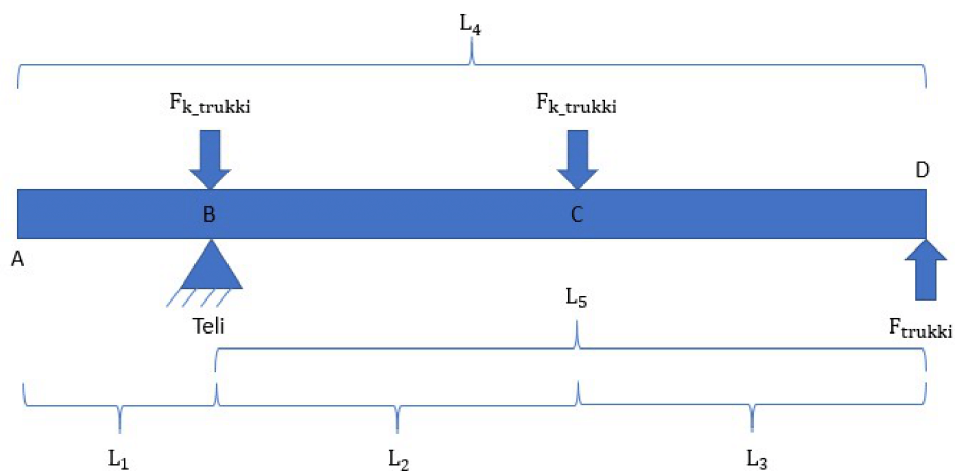
$$F_{CD}(L_2) := \frac{f_m \cdot 9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I_{\text{runko}} \cdot L_5(L_2)}{L_3(L_2) \cdot \sqrt{\left(L_5(L_2)^2 - L_3(L_2)^2 \right)^3}}$$

Väli B-D:

$$F_{BD}(L_2) := \begin{cases} F_{BC}(L_2) & \text{if } L_2 \geq \frac{L_5(L_2)}{2} \\ F_{CD}(L_2) & \text{if } L_2 \leq \frac{L_5(L_2)}{2} \end{cases}$$



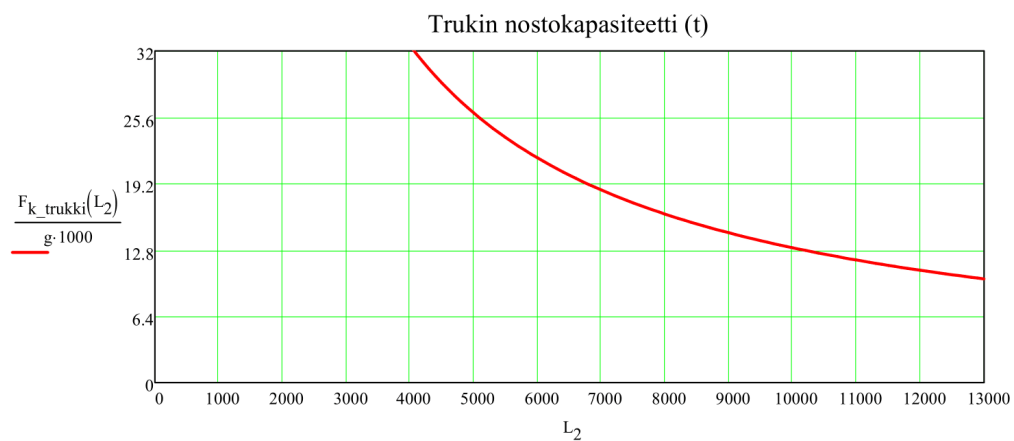
Trukin nostokapasiteetti



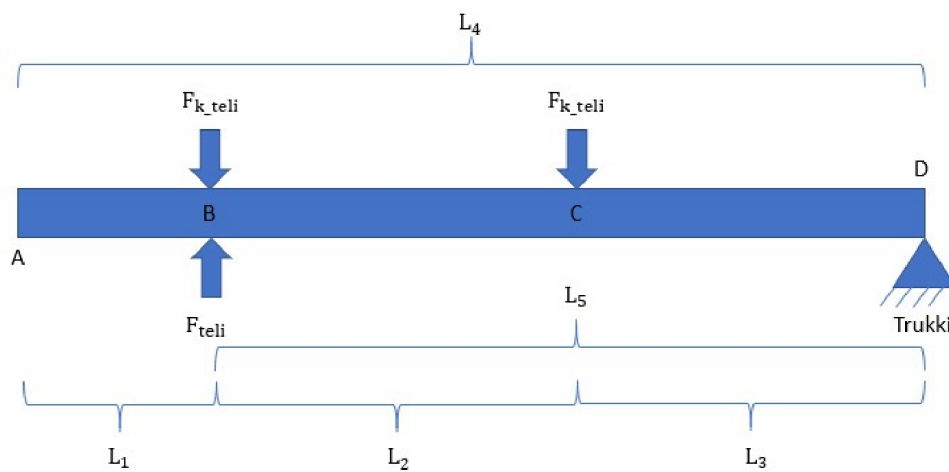
Tasapainoyhtälö: $F_{trukki} \cdot L_5 = F_{k_trukki} \cdot L_2 + F_{k_trukki} \cdot 0$

Trukin nostovoima: $F_{k_trukki}(L_2) := \frac{F_{trukki} \cdot L_5(L_2)}{L_2}$

10 (12)



Telin nostokapasiteetti

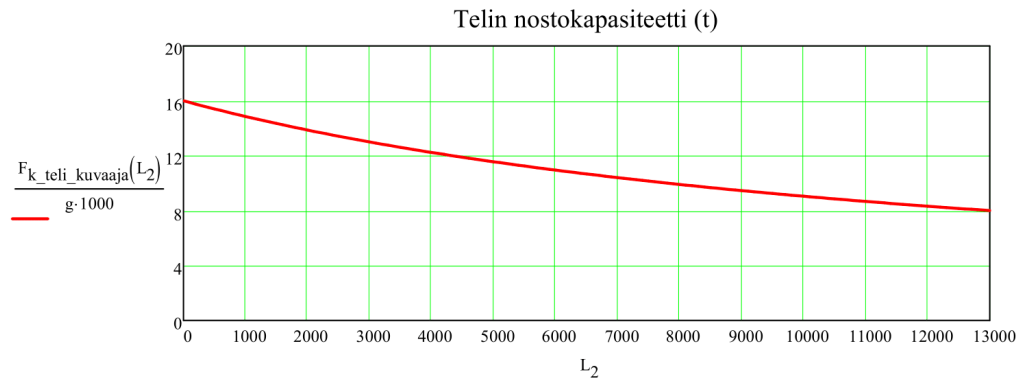


Tasapainoyhtälö:

$$F_{teli} \cdot L_5 = F_{k_teli} \cdot L_5 + F_{k_teli} \cdot L_3$$

Telin nostovoima (kuvaaja):

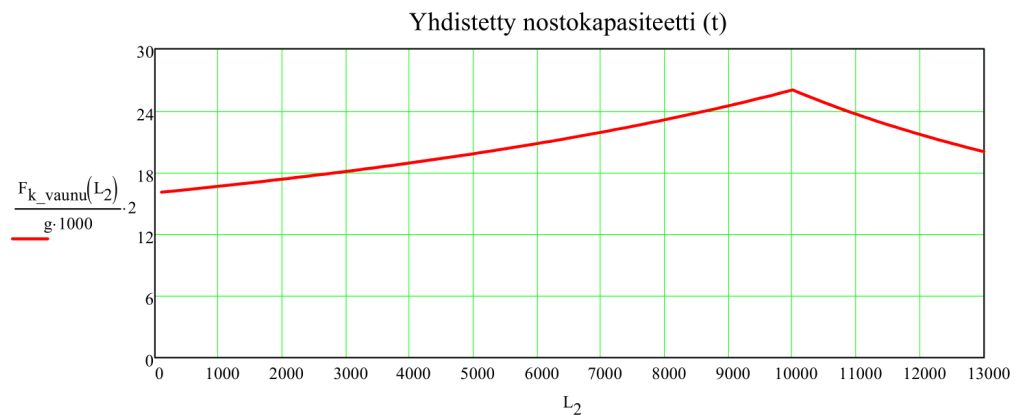
$$F_{k_teli_kuvaaja}(L_2) := \frac{F_{teli} \cdot L_5(L_2)}{L_2 + L_5(L_2)}$$



Yhdistetty nostokapasiteetti

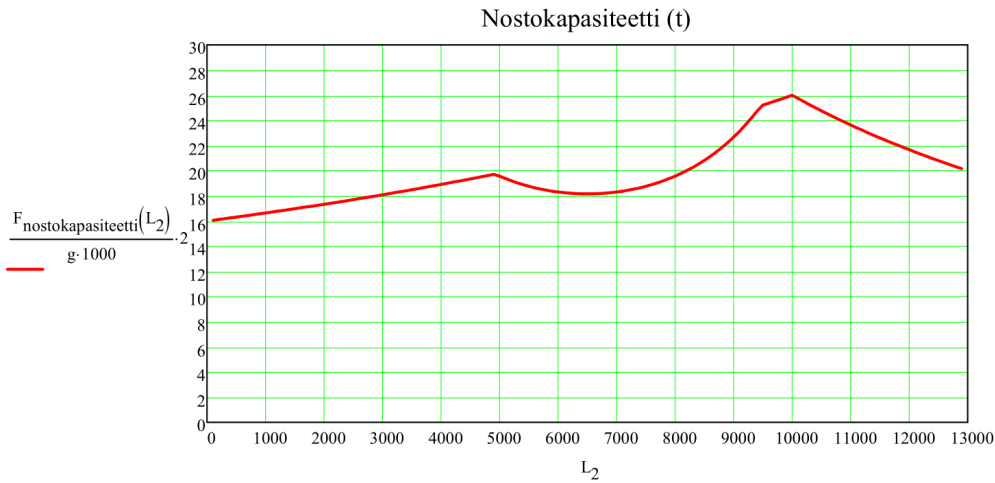
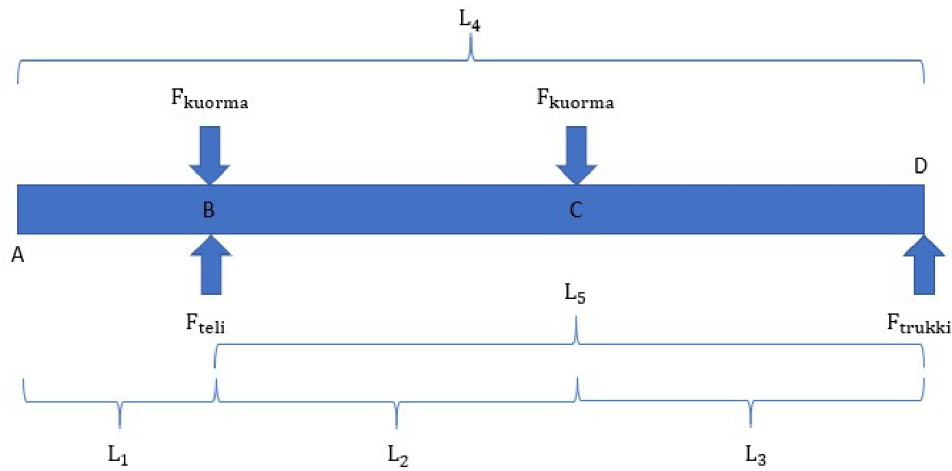
Telin nostovoima: $F_{k_teli}(L_2) := \frac{F_{teli} \cdot L_5(L_2)}{L_3(L_2) + L_5(L_2)}$

Vaunun nostovoima: $F_{k_vaunu}(L_2) := \begin{cases} F_{k_trukki}(L_2) & \text{if } F_{k_trukki}(L_2) \leq F_{k_teli}(L_2) \\ F_{k_teli}(L_2) & \text{if } F_{k_trukki}(L_2) \geq F_{k_teli}(L_2) \end{cases}$



Nostokapasiteetti tarkastelu: $F_{nostokapasiteetti}(L_2) := \begin{cases} F_{k_vaunu}(L_2) & \text{if } F_{k_vaunu}(L_2) \leq F_{BD}(L_2) \\ F_{BD}(L_2) & \text{if } F_{k_vaunu}(L_2) \geq F_{BD}(L_2) \end{cases}$

Koko rakenteen nostokapasiteetti



Liite 2. Väsymistarkastelu

1 (3)

Väsymistarkastelu

Ohutlevyn väsymistarkastelu

Väsymislujuus:	$\sigma_D = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot \sigma_{D0} = \prod_i (k_i \cdot \sigma_{D0})$	KOS s.29, kaava (1.6-1)
Myötöraja:	$R_e := 355 \text{ MPa}$	
Murtolujuus:	$R_m := 470 \text{ MPa}$	Tekniikan taulukkokirja s.1069, taulukko 2.43
Koesauvan väsymislujuus:		
Sauvaan kohdistuu taivutusta ja vetoa: valitaan Wöhler-käyrä vedolle.		
$\sigma_{bw} := 0.43 \cdot R_m = 202.1 \cdot \text{MPa}$		KOS s.23, taulukot 1.4-1. ja 1.4-3.
$\sigma_{D0} := \sigma_{bw} = 202.1 \cdot \text{MPa}$		
Pinnankarheus:	$R_a = (12 \dots 36) \mu\text{m}$	Arvio, Koneenpiirustus 1 ja 2, s.21 - 16, taulukko 21.3
Pinnanlaadun kerroin:	$k_1 := 0.75 @ R_a=25 \mu\text{m}$ ja $R_m=500 \text{ MPa}$	KOS s.30, kuva 1.6-2.
Kokokerroin:	$k_2 := 0.9$ Taivutus: suorakaidepoikkipintainen sauva, taivutustasossa olevan sivunpituus 20mm.	KOS s.31, kuva 1.6-3.
Luotettavuuskerroin:	Ei huomioida	
Lämpötilakerroin:	Ei huomioida	
Jännityshuippukerroin:	Ei huomioida	
Väsymislujuus:	$\sigma_D := k_1 \cdot k_2 \cdot \sigma_{D0} = 136.417 \cdot \text{MPa}$	

Pienahitsin väsymistarkastelu Minerin kaavalla (SFS-EN 1993-1-9)

Laskentatapa esimerkki: Eurocode 3 -oppikirja, s.157, esimerkki 2

Jännitys (0,4*t):	$x_1 := 66 \text{ (MPa)}$	
Jännitys (1,0*t):	$x_2 := 59 \text{ (MPa)}$	
Etäisyys (0,4*t):	$y_1 := 8 \text{ (mm)}$	
Etäisyys (1,0*t):	$y_2 := 20 \text{ (mm)}$	
Hotspot jännitys:	$\sigma_{hs} := (1.67 \cdot x_1 - 0.67 \cdot x_2) \cdot \text{MPa}$ $\sigma_{hs} = 70.69 \cdot \text{MPa}$	IIW FAT, s.23, kaava (2.7)
Maksimijännitys:	$\Delta\sigma_1 := \sigma_{hs} = 70.69 \cdot \text{MPa}$	
Kuormituskerrat maksimijännityksellä:	$n_1 := 20 \cdot 5 \cdot 52 \cdot 40 = 2.08 \times 10^5$	
Puolikas jännitys:	$\Delta\sigma_2 := \frac{\sigma_{hs}}{2} = 35.345 \cdot \text{MPa}$	
Kuormituskerrat puolikkaalla jännityksellä:	$n_2 := 100 \cdot 5 \cdot 52 \cdot 40 = 1.04 \times 10^6$	
Varmuuskerroin:	$\gamma_{Mf} := 1.35$	SFS-EN 1993-1-9, taulukko 3.1

Jatkuu

Väsymisluokka: $\Delta\sigma_C := 100 \text{ MPa}$ SFS-EN 1993-1-9, taulukko 8.2

Vakioamplitudinen
väsymisraja: $\Delta\sigma_D := \left(\frac{2}{5}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \Delta\sigma_C = 73.681 \cdot \text{MPa}$

Alempi väsymisraja: $\Delta\sigma_L := \left(\frac{5}{100}\right)^{\frac{1}{5}} \cdot \Delta\sigma_D = 40.471 \cdot \text{MPa}$

Suunniteltu käyttöikä: $N_{RS} := 2 \cdot 10^6$

Osan väsymislujuuden arvot pätevät levyn paksuuteen 25 mm asti, joten pienennyskerrointa k_s ei tarvitse käyttää.

Murtumista vastaava käyttöikä: $N_{R1} := \left(\frac{\Delta\sigma_C}{\gamma_{Mf} \cdot \Delta\sigma_1}\right)^3 \cdot N_{RS} = 2.301 \times 10^6$

$$N_{R2} := \left(\frac{\Delta\sigma_C}{\gamma_{Mf} \cdot \Delta\sigma_2}\right)^3 \cdot N_{RS} = 1.841 \times 10^7$$

Suunnittelun käyttöiän aikainen murtuminen: $D_d := \left(\frac{n_1}{N_{R1}}\right) + \left(\frac{n_2}{N_{R2}}\right) = 0.147$ Luvun ollessa alle <1, oletetaan rakenteen kestävä.

Kulmassa olevan levyn hitsin tarkastelu

Laskentatapa esimerkki: Eurocode 3 -oppikirja, s.157, esimerkki 2
Määritetään aluksi rakenteelle tarkennettu väsymisluokka

IIW, taulukko 3.3, tapaus 7

Jännitys (0,4*t): $x_{1_ref} := 4.34 \text{ MPa}$
Jännitys (1,0*t): $x_{2_ref} := 4.62 \text{ MPa}$
Hobbacherin kaavalla: $\sigma_{hs_ref} := 1.67 \cdot x_{1_ref} - 0.67 \cdot x_{2_ref} = 4.152 \cdot \text{MPa}$

Kulmassa oleva levy

Jännitys (0,4*t): $x_{1_assess} := 3.95 \text{ MPa}$
Jännitys (1,0*t): $x_{2_assess} := 4.27 \text{ MPa}$
Hobbacherin kaavalla: $\sigma_{hs_assess} := 1.67 \cdot x_{1_assess} - 0.67 \cdot x_{2_assess} = 3.736 \cdot \text{MPa}$
Referenssi väsymisluokka: $FAT_{ref} := 90$

Tarkennettu väsymisluokka: $FAT_{assess} := \frac{\sigma_{hs_ref}}{\sigma_{hs_assess}} \cdot FAT_{ref} = 100.042$

Jännitys (0,4*t): $x_{1K} := 103 \text{ MPa}$
Jännitys (1,0*t): $x_{2K} := 90.6 \text{ MPa}$
Hobbacherin kaavalla: $\sigma_{hsK} := 1.67 \cdot x_{1K} - 0.67 \cdot x_{2K} = 111.308 \cdot \text{MPa}$

Kuomitukset: $\Delta\sigma_{1K} := \sigma_{hsK} = 111.308 \cdot \text{MPa}$

$$\Delta\sigma_{2K} := \frac{\sigma_{hsK}}{2} = 55.654 \cdot \text{MPa}$$

Väsymisluokka: $\Delta\sigma_{CK} := FAT_{assess} \text{ MPa} = 100.042 \cdot \text{MPa}$

Vakioamplitudinen väsymisraja:
$$\Delta\sigma_{DK} := \left(\frac{2}{5}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \Delta\sigma_{CK} = 73.711 \cdot \text{MPa}$$

Alempi väsymisraja:
$$\Delta\sigma_{LK} := \left(\frac{5}{100}\right)^{\frac{1}{5}} \cdot \Delta\sigma_{DK} = 40.488 \cdot \text{MPa}$$

Osan väsymislujuuden arvot pätevät paksuuteen 25 mm asti, joten pienennyskerrointa k_s ei tarvitse käyttää.

Murtumista vastaava käyttöikä:
$$N_{R1K} := \left(\frac{\Delta\sigma_{CK}}{\gamma_{Mf} \cdot \Delta\sigma_{1K}}\right)^3 \cdot N_{RS} = 5.902 \times 10^5$$

$$N_{R2K} := \left(\frac{\Delta\sigma_{CK}}{\gamma_{Mf} \cdot \Delta\sigma_{2K}}\right)^3 \cdot N_{RS} = 4.722 \times 10^6$$

Suunnittelun käyttöiän aikainen murtuminen:

$$D_{dK} := \left(\frac{n_1}{N_{R1K}}\right) + \left(\frac{n_2}{N_{R2K}}\right) = 0.573 \text{ Luvun ollessa alle } <1, \text{ oletetaan rakenteen kestävä.}$$